



# UNIVERSIDAD DE LA RIOJA

## TRABAJO FIN DE ESTUDIOS

Título

Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y posibles mejoras de los mismos

Autor/es

ADRIÁN OSMA ZORZANO

Director/es

FCO.JAVIER MARRODÁN ESPARZA

Facultad

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Departamento

INGENIERÍA MECÁNICA

Curso académico

2016-17



***Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y posibles mejoras de los mismos***, de ADRIÁN OSMA ZORZANO

(publicada por la Universidad de La Rioja) se difunde bajo una Licencia Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 3.0 Unported. Permisos que vayan más allá de lo cubierto por esta licencia pueden solicitarse a los titulares del copyright.



**UNIVERSIDAD  
DE LA RIOJA**

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica**

**CURSO: 2016/2017**

**CONVOCATORIA: SEPTIEMBRE**

### **TÍTULO:**

**Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y posibles mejoras de los mismos.**

**AUTOR: Adrián Osma Zorzano**

**DIRECTOR/ES: Fco. Javier Marrodán Esparza**

**DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica**

## RESUMEN

El presente proyecto tiene por objeto el estudio las distintas fuerzas que se originan en el interior de un motor de combustión interna de 4 tiempos, particularizando sus resultados a un motor real.

Con ello, se podrán elegir mejoras a realizar en ellos, no solo para mejorar su resistencia y durabilidad, sino que también se podrá aumentar el rendimiento del motor.

El montaje del motor se ha realizado de forma real, llevando a cabo un proceso de Ingeniería inversa, en el que se parte de un motor viejo ya montado y se obtiene finalmente un motor rectificado y perfectamente operativo.

Para presentarlo como proyecto, se ha fabricado un banco de pruebas hecho a medida.

Durante la realización del proyecto no solo he mejorado mis conocimientos en el ámbito de la mecánica que me compete, sino que, además he indagado mucho en electricidad y electrónica obteniendo un aprendizaje muy completo.

Me ha permitido aprender mecanizado, soldadura, y fabricación de metal, ya que todo el banco de pruebas, así como distintas piezas han sido rediseñadas de forma real por mí.

En conclusión, me ha parecido un proyecto muy duro pero muy gratificante cuyo objetivo ha sido aprender, salga mal o bien, aprender y ampliar mis conocimientos. Cada momento del montaje real del motor me ha permitido comprender la complejidad y a la vez sencillez de un motor, permitiéndome indagar mucho más en su funcionamiento, llegándolo a comprender por completo.



## ÍNDICE

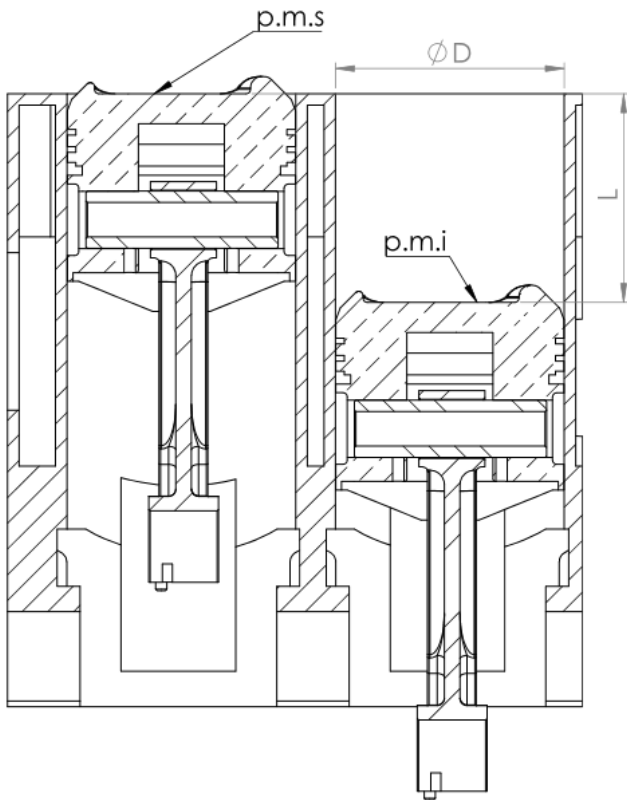
1. Definición y características de un motor de combustión interna	
I. Cilindrada unitaria/total.....	5
II. Relación de compresión.....	5
III. Ciclo de funcionamiento teórico/real.....	6
IV. Potencia del motor.....	9
V. Rendimientos.....	11
2. Descripción de los sistemas más importantes que componen un motor de combustión interna, así como de sus elementos principales.	
I. Sistema de movimiento alternativo.....	12
i. Bloque motor.....	14
ii. Culata.....	16
iii. Pistón.....	17
iv. Biela.....	19
v. Cigüeñal.....	20
vi. Volante de inercia .....	21
II. Sistema de distribución.....	22
i. Árbol de levas.....	22
ii. Válvulas.....	24
iii. Muelles de válvula.....	25
iv. Balancines.....	25
v. Taqués hidráulicos.....	26
3. Estudio de resistencia de los elementos.	
I. Cálculo teórico de un pistón.....	27
i. Ecuaciones que describen el movimiento.....	27
II. Fuerzas existentes en el movimiento alternativo en las distintas etapas de un motor de cuatro tiempos.....	37
i. Fuerzas de inercia.....	40
ii. Fuerza total que actúa sobre un pistón.....	44
4. Alternativas de mejoras en los elementos para poder aumentar la potencia del motor sin que se produzca fallo.....	62
5. Planos montaje motor Ford 1600 Xr3 i.	
I. Despiece motor Ford 1.6 Xr3i.....	Plano 000
II. Montaje motor Ford 1.6 Xr3i.....	Plano 00
III. Bloque motor.....	Plano 01
IV. Árbol de levas.....	Plano 02
V. Balancín 1.....	Plano 03
VI. Balancín 2.....	Plano 04
VII. Apoyos de bancada.....	Plano 05
VIII. Biela parte inferior.....	Plano 06
IX. Biela parte superior.....	Plano 07
X. Montaje biela.....	Plano 08
XI. Bulón sujeción pistón.....	Plano 09
XII. Cáster de aceite.....	Plano 10
XIII. Casquillos de bancada.....	Plano 11

XIV.	Cigüeñal.....	Plano 12
XV.	Bomba de aceite.....	Plano 13
XVI.	Soporte retén cigüeñal.....	Plano 14
XVII.	Soporte tensor correa de distribución.....	Plano 15
XVIII.	Culata.....	Plano 16
XIX.	Eje rueda tensora correa distribución.....	Plano 17
XX.	Polea distribución árbol de levas.....	Plano 18
XXI.	Polea bomba de agua.....	Plano 19
XXII.	Polea cigüeñal.....	Plano 20
XXIII.	Paletas bomba de agua.....	Plano 21
XXIV.	Cuerpo bomba de agua.....	Plano 22
XXV.	Pistón.....	Plano 23
XXVI.	Segmentos del pistón.....	Plano 24
XXVII.	Semicasquillo biela.....	Plano 25
XXVIII.	Tapones bloque motor.....	Plano 26
XXIX.	Taqué hidráulico.....	Plano 27
XXX.	Conjunto válvulas admisión.....	Plano 28
XXXI.	Montaje casquillo bancada.....	Plano 29
XXXII.	Montaje bloque-cigüeñal.....	Plano 30
XXXIII.	Montaje apoyos de bancada-casquillos de bancada.....	Plano 31
XXXIV.	Montaje apoyos de bancada.....	Plano 32
XXXV.	Montaje pistón-biela.....	Plano 33
XXXVI.	Montaje pistones-cigüeñal.....	Plano 34
XXXVII.	Montaje cárter.....	Plano 35
XXXVIII.	Submontaje bomba de agua.....	Plano 36
XXXIX.	Montaje bomba de agua.....	Plano 37
XL.	Submontaje bomba de aceite.....	Plano 38
XLI.	Montaje bomba de aceite.....	Plano 39
XLII.	Submontaje tensor distribución.....	Plano 40
XLIII.	Montaje tensor correa distribución.....	Plano 41
XLIV.	Submontaje soporte retén cigüeñal.....	Plano 42
XLV.	Montaje soporte retén cigüeñal.....	Plano 43
XLVI.	Montaje junta de culata.....	Plano 44
XLVII.	Submontaje culata.....	Plano 45
XLVIII.	Montaje culata.....	Plano 46
XLIX.	Montaje tapa de balancines.....	Plano 47
L.	Conjunto soporte motor.....	Plano 48
6.	Conclusiones.....	112
7.	Bibliografía.....	113
8.	Anexos.....	114

## DEFINICIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

### CILINDRADA UNITARIA/TOTAL

Se conoce como cilindrada al volumen que desaloja el pistón en su movimiento desde el p.m.s al p.m.i. Si se supone que la carrera del cilindro es  $L$  y que el diámetro es  $D$ , la cilindrada unitaria resulta:



$$V_{unitario} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \quad [1]$$

Como puede entenderse, a mayor cilindrada unitaria mayor será la potencia desarrollada por el motor, ya que, al aumentar su capacidad volumétrica, también lo hace la mezcla que puede entrar en el cilindro.

Sin embargo, la cilindrada viene limitada por la capacidad de enfriamiento del sistema, que será tanto más escasa cuanto más rápido gire el motor.

Imagen 1: Cilindrada unitaria de un motor

Normalmente, para evitar la importancia relativa de los rozamientos entre pistón y cilindro se aplica la siguiente relación:

$$\frac{L}{D} \cong 1$$

La cilindrada total del motor se obtendrá al multiplicar la cilindrada unitaria por el número de cilindros que componen el motor:

$$Cilindrada\ total\ del\ motor = V_{unitario} \cdot n^{\circ}\ de\ cilindros \quad [2]$$

### RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Se define como la relación existente entre el volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el p.m.i y el volumen de la cámara de compresión.

$$\rho = \frac{V_{\text{unitario}} + V_{\text{camara de combustión}}}{V_{\text{camara de combustión}}} \quad [3]$$

Esta relación de compresión determina la presión a la que se someterá la mezcla en el interior del cilindro. A mayor relación de compresión, mayor presión y temperatura en la etapa de expansión.

Si la relación de compresión resulta superior a 10:1, pueden aparecer problemas muy perjudiciales para la vida útil del motor.

Uno de los problemas más importantes sería la “*detonación*”, produciendo la auto-inflamación del combustible elevando bruscamente la presión en el interior del cilindro pudiendo provocar la rotura de alguno de los órganos móviles y, en cualquier caso, produciendo una pérdida muy acusada en la potencia del motor.

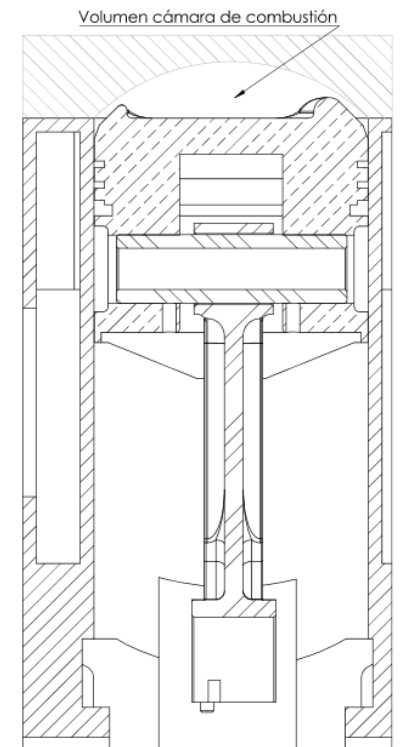


Imagen 2: Relación de compresión

#### CICLO DE FUNCIONAMIENTO TEÓRICO/REAL

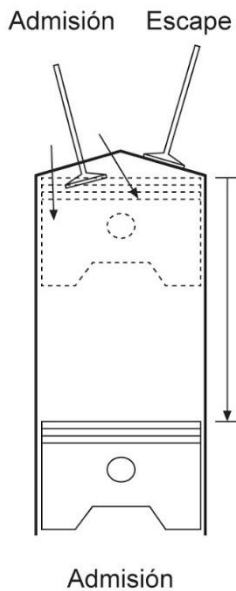
El ciclo operativo de un motor de explosión se define como el conjunto de operaciones que se realizan en el interior del cilindro y se repiten de forma continua.

En este caso, el motor es de cuatro tiempos, lo que significa que el ciclo completo se realiza en cuatro carreras completas del pistón.

En cada uno de los cuatro tiempos se realizan distintas operaciones que se desarrollan a continuación:

## ETAPA DE ADMISIÓN

De forma teórica, el pistón comienza en el p.m.s y la válvula de admisión abierta. Durante esta fase, el pistón desciende hasta el p.m.i creando una depresión que provoca la entrada de la mezcla (aire-combustible) en el cilindro.



Cuando el pistón alcanza el p.m.i, la válvula de admisión se cierra, dejando el cilindro completamente hermético. En este punto el cigüeñal ha recorrido únicamente 180°.

Sin embargo, en el ciclo real, las válvulas de escape siguen abiertas (retraso en el cierre del escape) cuando comienza la carrera de bajada del pistón, aún con las válvulas de admisión abiertas.

Esto favorece una mejor evacuación del cilindro y un barrido del mismo por los gases frescos provenientes de la admisión.

El tiempo en el que tanto las válvulas de admisión como las de escape están abiertas se conoce como "solapo", que contribuye a un mejor llenado del cilindro.

Imagen 3: admisión

## ETAPA DE COMPRESIÓN

Teóricamente, a lo largo de esta etapa, tanto las válvulas de admisión como las de escape se encuentran cerradas, de tal forma que, al ascender el pistón hasta el p.m.s, comprime la mezcla en el cilindro.

Cuando el pistón alcanza el p.m.s la mezcla se encuentra comprimida y caliente en la cámara de combustión. Esta presión se puede aproximar a 10 bar y 280°C.

Gracias a esta temperatura se logra una mejor vaporización de la gasolina, con lo que la mezcla se hace más homogénea. En este momento el cigüeñal ha girado otros 180° más.

En el ciclo real, existe un retraso en el cierre de las válvulas de admisión para aprovechar la entrada de gases frescos debido a la inercia y obtener un mejor llenado del cilindro.

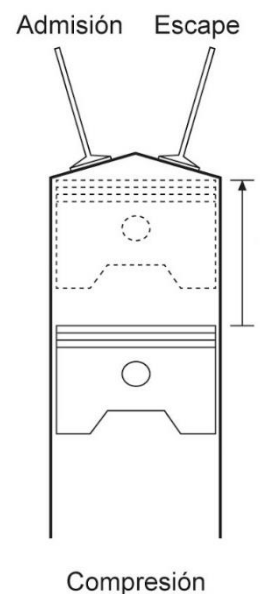


Imagen 4: compresión

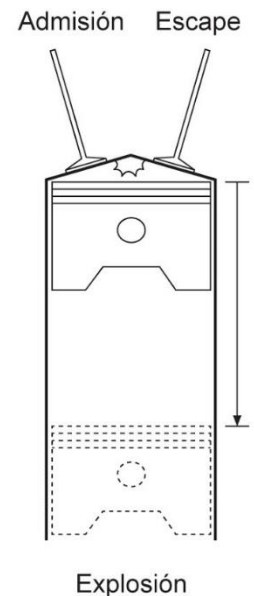
### **ETAPA DE EXPANSIÓN**

De forma teórica, una vez que el pistón ha alcanzado el p.m.s en su etapa de compresión, salta una chispa eléctrica proveniente de la bujía que inflama la mezcla encerrada en la cámara de compresión, la cual se quema rápidamente.

Esta combustión, que recibe el nombre de explosión, provoca una expansión de los gases que ejercen una fuerte presión sobre el pistón, empujándolo hasta el p.m.i.

A esta fase se le llama motriz, ya que es la única en la que se produce trabajo. Durante esta carrera el cigüeñal ha girado otra media vuelta (180°).

En el ciclo real, la chispa no salta justo cuando el pistón alcanza el p.m.s, sino que salta un tiempo antes, ya que la combustión es un proceso termodinámico que necesita un tiempo para producirse. Con este adelanto además se aprovecha las turbulencias creadas por el pistón en su última fase de recorrido ascendente.



*Imagen 5: expansión*

### **ETAPA DE ESCAPE**

De forma teórica, cuando el pistón alcanza el p.m.i después de realizar la carrera de expansión, se abren las válvulas de escape permitiendo desalojar del cilindro todos los gases quemados.

Durante su ascenso hasta el p.m.s, el pistón empuja estos gases asegurando su eliminación completa. Cuando ha alcanzado este punto, se cierran las válvulas de escape y se abren las de admisión, volviendo de esta forma a la etapa primera y repitiéndose continuamente el ciclo completo.

En el ciclo real, las válvulas de admisión se abren antes de que el pistón alcance el p.m.s (avance a la apertura de admisión) estando abierta todavía las de escape, con lo cual la velocidad adquirida por estos gases al salir, arrastra a los de admisión, favoreciendo el llenado del cilindro.

En las válvulas de escape también existe un avance en su apertura.

## POTENCIA DEL MOTOR

La potencia máxima que puede desarrollar un motor, dependerá de diversos factores como son: relación de compresión, cilindrada unitaria, numero de cilindros, régimen de giro, carrera, etc.

Como puede entenderse, el rendimiento de un motor de combustión interna es muy pequeño, ya que existen muchas pérdidas tanto en rozamientos, calor, defectos de fabricación, etc.

Existen distintos tipos de potencias que caracterizan un motor:

- Potencia indicada
- Potencia efectiva (par motor)
- Potencia absorbida

### POTENCIA INDICADA

Es la potencia real desarrollada en el interior del cilindro por el proceso de combustión y se define como el producto del trabajo realizado durante la carrera de expansión por el régimen de giro del motor.

El trabajo realizado durante la carrera de expansión resulta ser:

$$W_{indicado} = F \cdot x = p_i \cdot A_{cilindro} \cdot carrera$$

$$W_{indicado} = p_i \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = p_i \cdot V_{unitario}$$

- Siendo  $p_i$  la presión media indicada en el movimiento del pistón.  
(Para cálculos aproximados se toman valores del doble de la relación de compresión hasta 2000 r.p.m, e iguales a la relación de compresión a partir de este régimen).

Esta presión media varia con la relación de compresión y el régimen de giro del motor.

Finalmente se obtiene que:

$$P_{indicada} = \frac{W_{indicado} \cdot n}{2} \quad [4]$$

- El 2 del denominador se debe a que es un motor de cuatro tiempos, y la etapa de expansión tiene lugar una vez cada dos vueltas del cigüeñal.

### **POTENCIA EFECTIVA (PAR MOTOR)**

El par motor se define como el esfuerzo de giro que aparece en el cigüeñal debido a la fuerza de explosión producida en el pistón. Para el régimen de giro en el que la presión sobre el cilindro es máxima, se obtiene el mayor esfuerzo de giro del cigüeñal, o lo que es lo mismo, el par máximo.

Para calcular la potencia efectiva se utilizan distintos dispositivos colocados sobre el mismo cigüeñal del motor a estudio.

El par motor representa la capacidad que tiene un motor para producir un trabajo, y la potencia efectiva es la cantidad de trabajo realizado por el motor por unidad de tiempo.

$$P_{efectiva} = \frac{P_e \cdot V_{unitario} \cdot n}{120} \quad [5]$$

Siendo:

*Par motor en  $kg \cdot m$*

$P_e$  = presión media efectiva (Pa)

$V_{unitario}$  = volumen unitario del cilindro ( $m^3$ )

$n$  en r.p.m

### **POTENCIA ABSORBIDA**

Se define como la diferencia entre la potencia indicada y la potencia efectiva:

$$P_{absorbida} = P_{indicada} - P_{efectiva} \quad [6]$$

La potencia absorbida es la suma de la potencia que el motor pierde debido a rozamientos entre las partes mecánicas, para activar los diferentes órganos que reciben movimiento del motor y para realizar el trabajo de bombeo del fluido en el cilindro.

Conociendo la potencia indicada y la efectiva se puede calcular el rendimiento mecánico del motor:

$$\eta_{mecánico} = \frac{P_e}{P_i}$$

La experiencia confirma que las pérdidas debidas al rozamiento aumentan proporcionalmente con el régimen de giro, y el 75% de dichas pérdidas se producen en los segmentos del pistón.



## RENDIMIENTOS

Como ya se ha dicho anteriormente, el motor de combustión interna tiene numerosas pérdidas tanto térmicas como mecánicas.

- Rendimiento térmico: relación entre el trabajo indicado y el equivalente en trabajo del calor gastado en obtener dicho trabajo.

$$\eta_{térmico} = \frac{W_i}{W_{calor}}$$

En un ciclo real, el rendimiento térmico rara vez sobrepasa el 30% para los motores de gasolina y el 45% para motores diésel.

- Rendimiento mecánico: Es la relación entre el trabajo efectivo y el trabajo indicado:

$$\eta_{mecánico} = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

El rendimiento mecánico empeora con el aumento del régimen del motor y al disminuir la cilindrada unitaria. Los motores suelen tener un rendimiento mecánico de un 85%.

- Rendimiento total: se define como la relación entre el trabajo efectivo y el equivalente a la energía calorífica del combustible consumido:

$$\eta_{TOTAL} = \eta_{térmico} \cdot \eta_{mecánico} = \frac{W_i}{W_Q} \cdot \frac{W_e}{W_i} = \frac{W_e}{W_Q}$$

- Rendimiento volumétrico: Es la relación entre el peso del gas introducido realmente en el cilindro y el peso del gas en un volumen igual al cilindro en condiciones atmosféricas iguales (15 °C y 1 atm):

$$\eta_{volumétrico} = \frac{M_{real}}{M_{volumen\ cilindro}}$$

Los motores modernos se diseñan de manera que la aspiración resulte fácil y posean un rendimiento volumétrico elevado en altas revoluciones, fabricando las válvulas de admisión más grandes y los colectores de admisión de mayor sección con pocas sinuosidades y tan cortos como sea posible.

## DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS MÁS IMPORTANTES QUE COMPONEN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de combustión interna está formado por numerosos elementos, los cuales tendrán que ser rediseñados correctamente si queremos aumentar la potencia del motor sin que el conjunto falle.

De cualquier forma, todos los componentes del motor mejorado o sin mejorar, han de satisfacer las siguientes condiciones:

- Resistir los esfuerzos producidos durante la evolución de los gases.
- Asegurar la rigidez necesaria para un guiado correcto de las partes móviles.
- Transmitir a las estructuras próximas el mínimo de vibraciones.
- Asegurar la eliminación de las calorías absorbidas por las paredes de la cámara de combustión.

Los sistemas principales que hacen que un motor funcione son los siguientes:

- Sistema de movimiento alternativo
- Sistema de distribución
- Sistema de lubricación
- Sistema de refrigeración
- Sistema de inyección de combustible
- Sistema de encendido

Este proyecto únicamente estudiará los dos primeros sistemas, ya que son en los que aparecen los elementos resistentes de todo el conjunto.

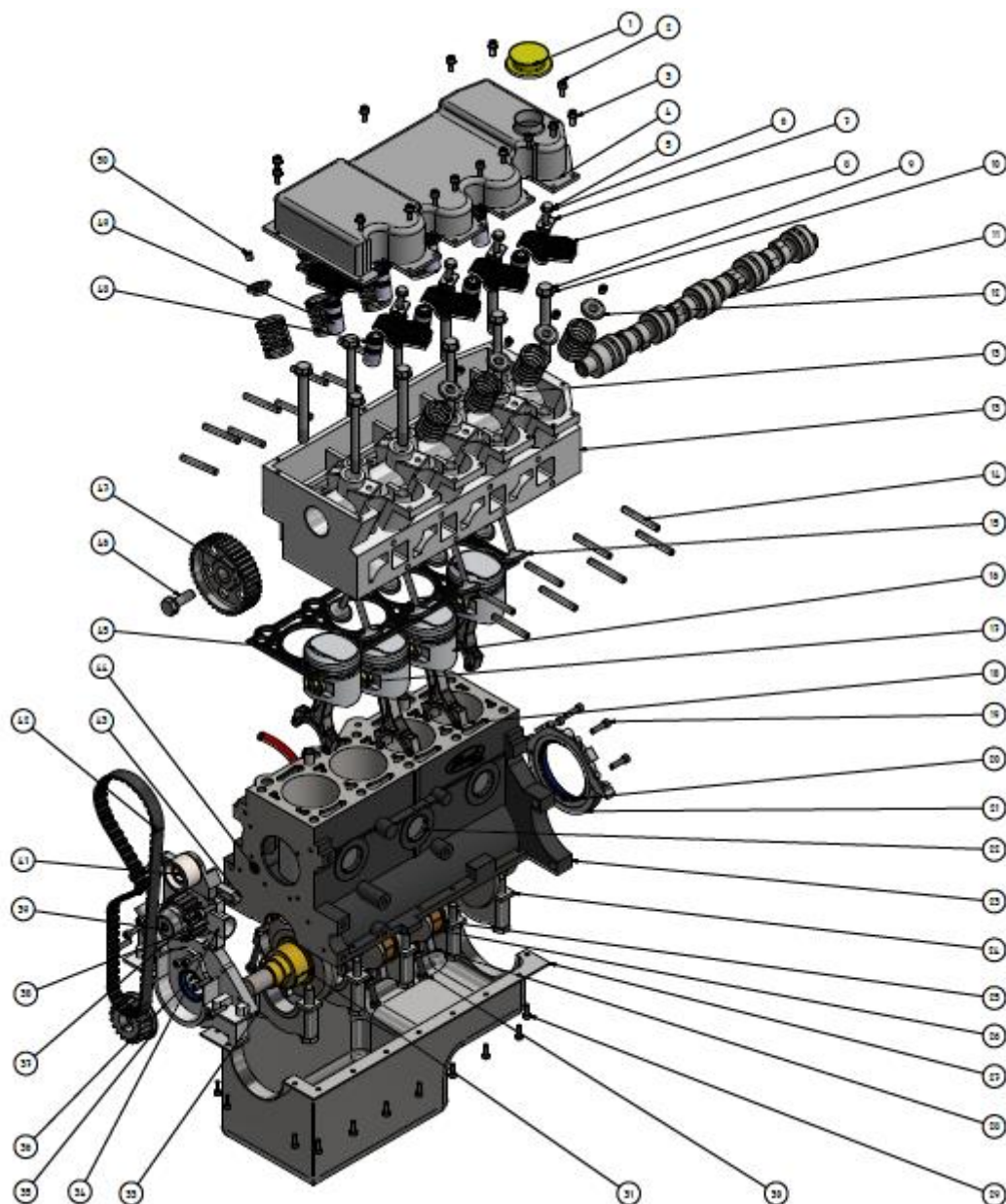


Imagen 6: Despiece Motor Ford 1600 Xr3i

## SISTEMA DE MOVIMIENTO ALTERNATIVO

### BLOQUE MOTOR

Constituye la arquitectura base de los motores y en él se disponen los cilindros.

En su fabricación, el bloque está provisto de fuertes nervaduras con el fin de aumentar su rigidez, ya que una gran parte de los elementos principales del motor se alojan en él.

Además, dado que por su interior deben circular tanto el refrigerante como el aceite de engrase, está provisto de los correspondientes conductos y fabricado de un material de buena conductividad térmica.

Existen numerosos tipos de bloques motor en función del número de cilindros y de la naturaleza de los mismos.

En cuanto al número de cilindros existen:

- Motores en V
- Motores en línea
- Motores bóxer
- Motores en W

En cuanto a la naturaleza de los cilindros existen:

- Cilindros labrados en el bloque: Son orificios labrados directamente sobre el bloque, que suele ser de fundición gris aleada con metales como el níquel y el cromo. Esto le confiere unas características nada porosas y resistente al calor y al desgaste.

Este método de realización de bloques tiene como desventajas:

- Elevado peso del bloque motor.
- Si se desea rectificar la superficie de los cilindros, ya sea para aumentar la cilindrada, o para eliminar ralladuras que se han podido crear después de los años de servicio, existirá un número finito de rectificaciones posibles, ya que se están realizando sobre el propio bloque motor.

- Cilindros postizos o camisas: Son elementos introducidos a presión sobre los cilindros del bloque, de tal forma que serán ellos los que se encuentren en contacto con el pistón.

Por ello, el elemento sujeto a desgaste será la camisa y no el bloque, pudiéndose sustituir por otra camisa nueva en caso de necesidad.

Estas camisas suelen fabricarse de acero nitrurado o fundición centrífuga.

La utilización de estos elementos, permiten poder elegir, para su construcción, un material diferente al del bloque, de gran dureza superficial y resistente al desgaste, pudiéndose entonces fabricar el bloque con materiales más ligeros, como las aleaciones de aluminio, muy utilizadas en la actualidad.

Existen dos tipos de camisas:

- Camisas secas: En esta ocasión, los cilindros también están labrados en el bloque, pero ahora se introducen las camisas a presión sobre ellos. Con este tipo de camisas, el líquido refrigerante se encuentra en contacto con el bloque, y no con las propias camisas. Tienen como ventaja un mejor centrado del bloque, no tienen problemas de corrosión y además no necesitan juntas de estanqueidad.

- Camisas húmedas: Ahora, los cilindros no están labrados en el bloque, sino que serán las propias camisas las que terminen de dar forma al mismo. Será necesario la utilización de juntas tóricas para hacer el interior del bloque estanco.

A diferencia de las camisas secas, en las húmedas, el líquido refrigerante si se encuentra en contacto con ellas, con lo que la refrigeración es favorable, pero tienen que ser tratadas con una base de aluminio o cerámica para evitar la corrosión.

Además, presentan la ventaja de poder dilatarse libremente sin aprisionarse contra el bloque motor.

La cara superior del bloque ha de ser correctamente planificada y pulida para recibir a la culata, con la interposición de una junta, ensamblándose mediante tornillos que roscan en el propio bloque.

Sobre la parte inferior, también llamada *bancada*, se sitúa el cigüeñal en apoyos adecuados, con interposición de cojinetes de fricción.

Otra característica importante del bloque será el número de apoyos que tenga la bancada para soportar el cigüeñal, ya que de ello dependerá la estabilidad y equilibrio del conjunto.

Por debajo de la bancada, se sitúa el cárter de aceite, que se unirá al bloque mediante tornillos, con interposición de una junta.

Finalmente, cabe señalar que, al bloque, en su parte externa, se fijan distintos elementos como, por ejemplo: alternador, bomba de agua, motor de arranque, distribuidor de encendido, etc.

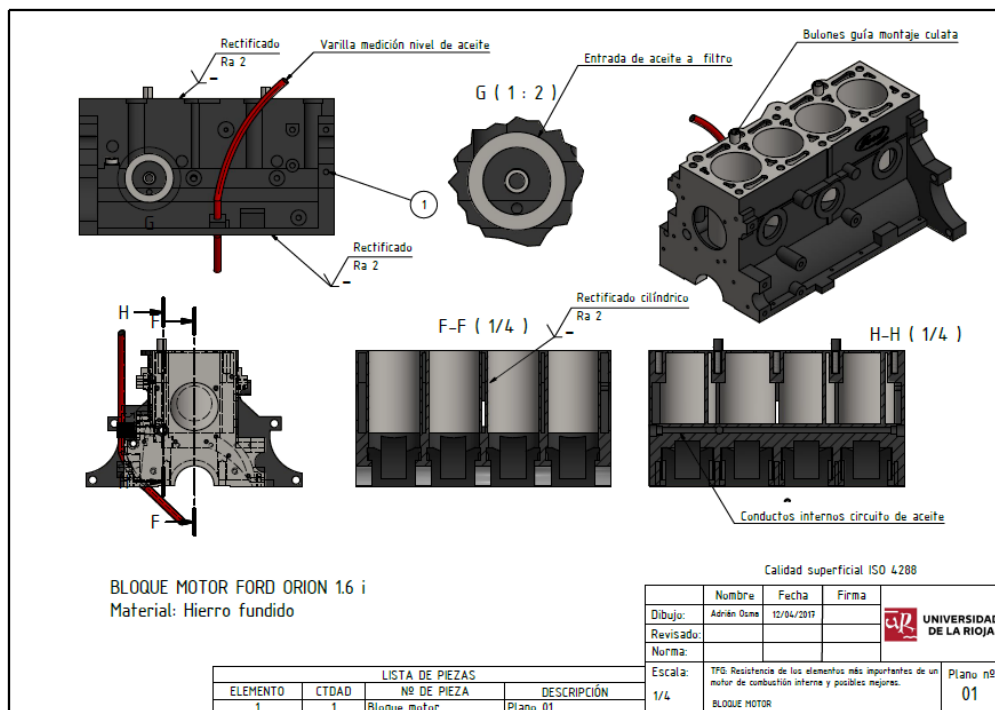


Imagen 7: Bloque Motor Ford 1600 Xr3i

## CULATA

La culata se acopla al bloque motor mediante tornillos, con interposición de una junta de amianto forradas con láminas de cobre o acero, produciendo una unión estanca entre ambos, impidiendo las fugas de los gases de la compresión o del líquido refrigerante que circula desde el bloque a la culata.

Las culatas se fabrican generalmente en fundición aleada con otros metales, aunque en ocasiones se utilizan aleaciones de aluminio, ya que éste combina la ligereza con un alto grado de conductividad térmica.

Ésta última característica es muy deseable, ya que asegura que el calor producido por la combustión sea evacuado rápidamente al exterior, evitándose con ello la formación de puntos calientes que podrían producir la detonación (picado de biela).

Con estas culatas de aleaciones de aluminio se pueden lograr mayores relaciones de compresión, con su consiguiente mejora en el rendimiento del motor.

En la cara inferior de la culata se sitúa la cámara de combustión, donde se localizan las válvulas de admisión y de escape, además de la bujía.

La cámara de combustión ha de tener una forma tal, que favorezca las siguientes condiciones:

- El valor máximo de la presión se ha de alcanzar por encima del p.m.s, y posteriormente disminuir de forma gradual cuando se expandan los gases.
- La superficie interna no debe tener ningún saliente, para evitar la posible aparición de puntos calientes y con ellos el autoencendido.
- Se ha de mantener una velocidad de frente de llama lo más alta posible por medio de una buena turbulencia.

En la cara superior de la culata, se localizan los soportes necesarios para fijar los mecanismos que dan movimiento a las válvulas y demás dispositivos.

Cerrando el conjunto se acopla una tapa con interposición de una junta de caucho.

En los laterales de la culata se colocan los colectores de admisión y de escape, que son los encargados de proveer de aire al motor y de evacuar los gases de escape respectivamente.

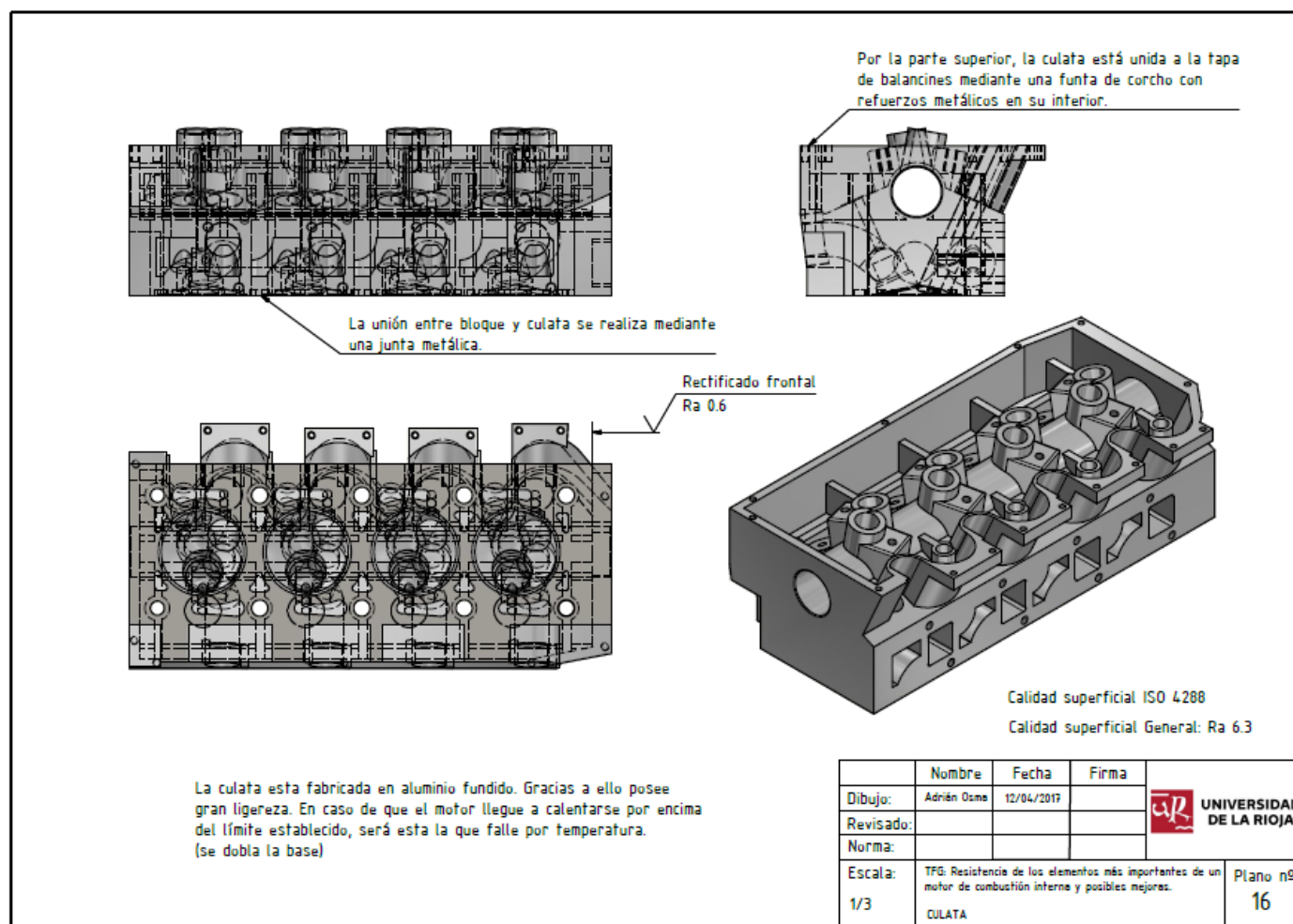


Imagen 8: Culata Ford 1600 Xr3i

## PISTÓN

El pistón transmite a la biela la fuerza motriz generada por la presión del gas, sirve de guía al pie de la biela, y con la ayuda de los segmentos, hace estanque la cámara de combustión e impide que la presión del gas se pierda a través de las superficies laterales de acoplamiento con el cilindro.

Los esfuerzos a los que está sometido el pistón son debidos a la presión del gas y a las fuerzas de inercia producidas por los elementos que intervienen en el mecanismo biela-manivela (Pistón y biela).

Por ello, a mayor potencia de un motor, estas fuerzas se ven incrementadas, haciéndose necesario que el pistón posea una mayor resistencia.

En la mayor parte de los turismos convencionales, los pistones se fabrican de duraluminio, aleación formada por aluminio, cobre, manganeso, magnesio y silicio, que endurece el aluminio manteniendo su ligereza.



Además, esta aleación tiene una buena conductividad calorífica, con lo que evacua rápidamente el calor generado durante la combustión, alcanzando temperaturas inferiores y, por ende, pudiendo establecerse relaciones de compresión más altas.

Se ha de tener en cuenta que el coeficiente de dilatación térmica del pistón es notablemente superior al del cilindro, con lo que se a la hora de diseñar se adoptara un huelgo notable entre la falda del pistón y el cilindro, para evitar posibles gripajes cuando el motor se encuentre a la temperatura de funcionamiento.

En la fabricación de pistones, se recurre a aplicar una protección superficial a la falda, de manera que durante el rodaje del motor disminuya el riesgo de gripado. Esta protección se aplica mediante procesos de galvanoplastia o fosfatación, utilizando materiales como el plomo, el cadmio o el estaño.

La cabeza del pistón puede tener diversas formas, pero siempre orientadas a mejorar la entrada de la mezcla a la cámara de combustión, dotándole de un movimiento de torbellino.

Como ya se estudiará con más detalle en apartados posteriores de este estudio, las faldas que se encuentran en los frontales del eje del bulón, no tienen prácticamente rozamiento ni desgaste, ya que no hay fuerzas sobre ellas. Por ello, en muchas ocasiones se pueden eliminar con el fin de aligerar de peso el pistón.

Hay que tener en cuenta que la elevación de la potencia de un motor conlleva al mismo tiempo un incremento en la temperatura, lo que requiere una refrigeración particular de los pistones, evitando así, deformaciones y roturas que podrían causar el fallo en el conjunto del motor.

### 2.1.1- Bulón

El bulón, es el elemento de unión entre el pistón y la biela. Durante la combustión es el encargado de transmitir los esfuerzos del pistón a la biela, por cuya causa, el material empleado en su fabricación ha de ser resistente.

Normalmente se fabrican en acero de cementación, y para evitar un peso excesivo, suelen ser ejes huecos.

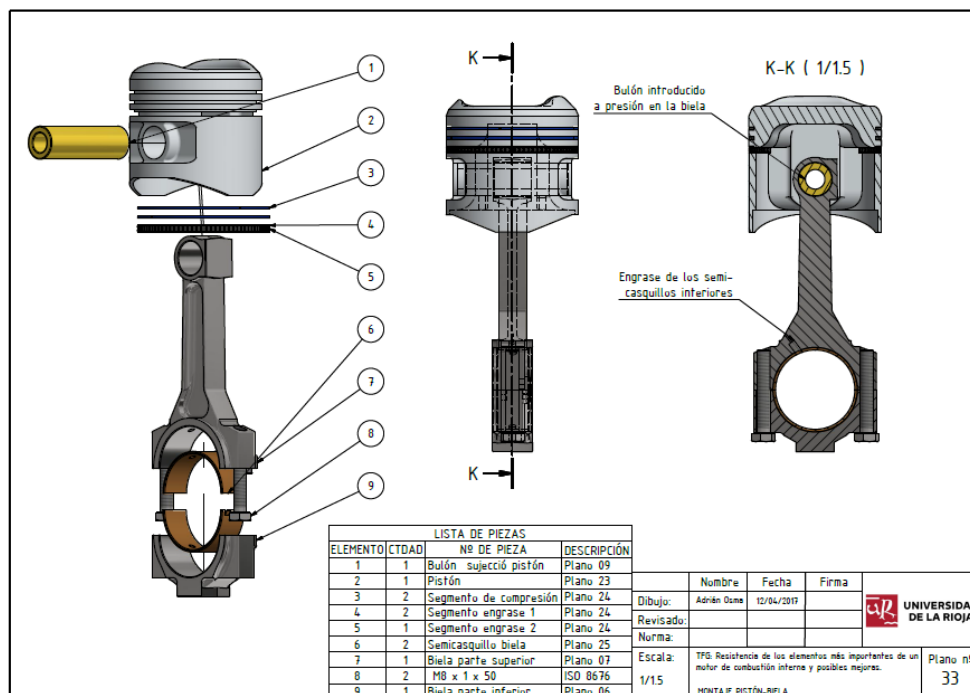


Imagen 9: Montaje Pistón Ford 1600 Xr3i

### 2.1.2- Segmentos

El acoplamiento entre el pistón y las paredes del cilindro debe ser lo más hermético posible, con el fin de evitar posibles fugas de gases al cárter inferior, donde diluirían el aceite utilizado en la lubricación, y viceversa, formando carbonillas de aceite en la cámara de combustión y en las válvulas.



Además, los segmentos han de evacuar el calor del pistón hacia las paredes del cilindro, y proteger la película de aceite que se interpone entre estos dos órganos.

Los segmentos se fabrican normalmente en fundición gris de grano fino, ya que proporciona gran elasticidad y adecuada dureza. También pueden fabricarse en fundición centrífuga o de acero, recubiertos con un baño de cromo para aumentar su durabilidad.

Estos elementos se colocan en la cabeza del pistón y generalmente van en grupos de tres.

Dos de ellos son segmentos de presión (los explicados anteriormente) y el último, localizado en la parte más baja, es un segmento de engrase, encargado de lubricar correctamente las paredes del cilindro.

El segmento tiene un diámetro exterior mayor que el cilindro, pero gracias a un corte vertical de algunos milímetros de longitud, una vez montado se une perfectamente adquiriendo el diámetro del cilindro.

Este corte, le confiere al segmento una capacidad elástica que le permite ejercer una presión suficiente y uniforme sobre la pared del cilindro, asegurando de esta forma la estanqueidad de la cámara de combustión.

Una vez se vaya a realizar el montaje sobre el pistón, será necesario que los cortes de los segmentos estén desalineados entre ellos, para de esta forma evitar posibles fugas de unos a otros.

## BIELA

La biela tiene como función principal la de transformar el movimiento alternativo del pistón en giratorio del cigüeñal, transmitiendo la fuerza de la explosión del primero al segundo.

Debido a su trabajo, está sometida a esfuerzos de compresión y también de flexión por pandeo, y por ello, su longitud está relacionada con el radio de la muñequilla del cigüeñal.

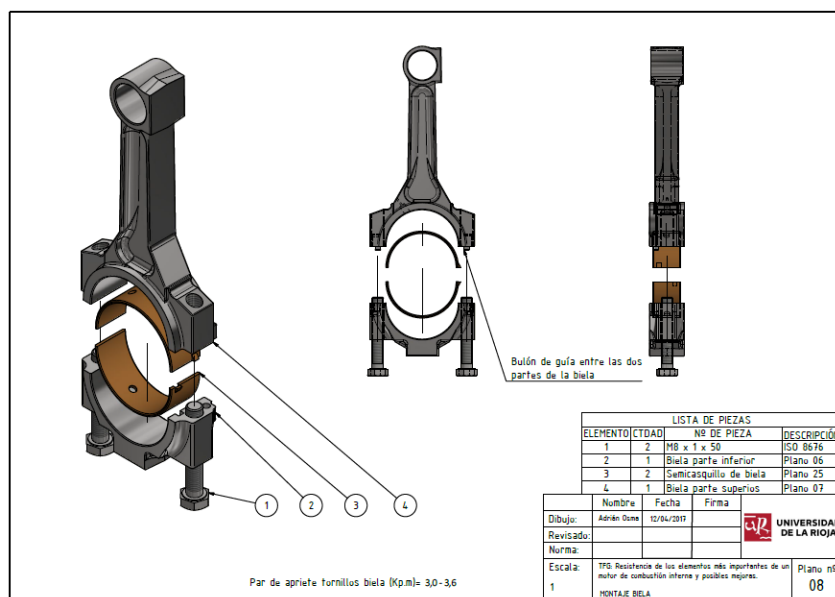


Imagen 10: Montaje Biela Ford 1600 Xr3i

La biela debe combinar una gran resistencia y rigidez con un peso ligero, de tal forma que las fuerzas de inercia resultantes sean lo más bajas posibles.

Generalmente se fabrican de acero al cromo-vanadio o cromo-níquel, obteniéndolas mediante un proceso de forja.

Dentro de la biela se pueden distinguir tres partes:

- Pie de biela: lugar donde se unen pistón, bulón y biela.

- Cuerpo de biela
- Cabeza de biela: lugar donde se unen biela, casquillo y cigüeñal.

Para facilitar la lubricación y la refrigeración, se practican orificios tanto en el pie como en la cabeza de la biela.

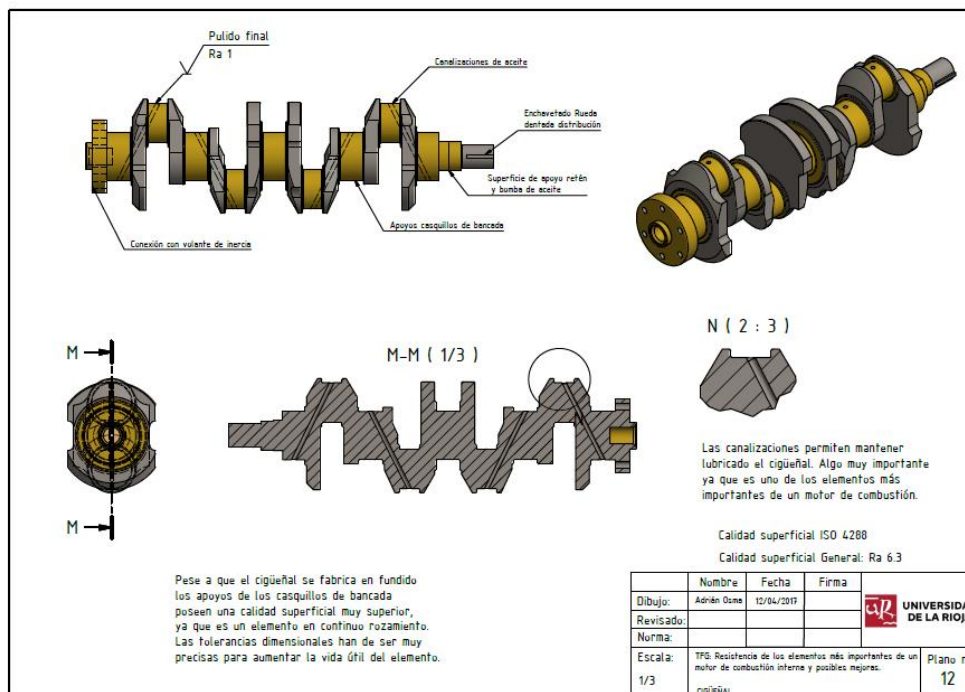
La cabeza de la biela está dividida en dos partes para hacer posible su montaje sobre el cigüeñal y se unen mediante tornillos de acero. Estas dos partes, están revestidas con un cojinete que a su vez está dividido en dos mitades.

Los semicojinetes están constituidos por unos semianillos de acero recubiertos en su cara interna con una capa fina de metal antifricción (base de plomo, estaño y antimonio, con algo de níquel y cromo) proporcionando un roce suave y evitando así un desgaste excesivo de la muñequilla del cigüeñal.

Los cojinetes estarán taladrados al igual que la biela, para producir una correcta lubricación y evitar aumentos de temperatura que provocarían un fallo en el motor, ya que podría quedar agarrotada la biela al cigüeñal.

## CIGÜEÑAL

El cigüeñal es la pieza del motor que recoge el esfuerzo provocado por la explosión y lo convierte en par motor a un determinado régimen de giro.



Debido a que soporta unos esfuerzos muy violentos, se fabrica en acero tratado con aleaciones de níquel y cromo o silicio, mediante un proceso de estampación, cementado o templado.

Las muñequillas y apoyos de bancada reciben un tratamiento especial llamado *flameado* o *nitruración*.

Los apoyos de bancada, al igual que las muñequillas utilizan casquillos antifricción para evitar los rozamientos, fabricados en una base de acero y recubiertos en su interior por material

Imagen 11: Cigüeñal Ford 1600 Xr3i

antifricción con un punto de fusión elevado (300 a 350°C).

En función del número de cilindros que tenga el motor, varía la forma del cigüeñal y la disposición de las muñequillas a lo largo del mismo.

A uno de los extremos del cigüeñal se le une el volante de inercia por medio de tornillos roscados y posteriormente el sistema de embrague junto con la caja de cambios, que se encargará de transmitir el movimiento del cigüeñal a las ruedas.

En el otro extremo, se monta un piñón por mediación de un chavetero o a rosca, del que se saca movimiento para el sistema de distribución del motor.

Las dimensiones de los codos del cigüeñal se calculan en función de las cargas que deben soportar los cojinetes, la velocidad de régimen y la rigidez que es necesario obtener para evitar las vibraciones producidas por la torsión.

El apoyo de bancada más cercano al volante de inercia, o en ocasiones el central, está provisto de unos cojinetes axiales en su acoplamiento a la bancada, limitando el desplazamiento axial del cigüeñal cuando se acciona el mecanismo de embrague.

Ambos extremos están provistos de retenes para evitar las posibles fugas de aceite al exterior del motor.

Sobre los cigüeñales se taladra convenientemente orificios para la correcta lubricación del mismo y de los cojinetes.

Finalmente cabe destacar la necesidad de un correcto equilibrado tanto dinámico como estático del elemento, ya que estas masas en movimiento generan vibraciones que a un alto régimen de trabajo podrían ser fatales. Este equilibrado se lleva a cabo mediante taladros y/o contrapesos.

## **VOLANTE DE INERCIA**

Debido a la discontinuidad de las explosiones del motor, durante el giro del cigüeñal hay momentos en que se aplica impulso y tiende a acelerarse y otros en que tiende a detenerse, produciendo como resultado un giro irregular.

El volante de inercia tiene como principal función regular el giro del cigüeñal.

Consta de una rueda pesada que unida al cigüeñal en uno de sus extremos, se opone a la variación de régimen de giro por los efectos de la inercia debidos a su peso, almacenando la energía recibida con cada impulso, que devuelve una vez finalizado este.

El material con el que se fabrica suele ser fundición.

A este volante de inercia se le acopla, en su periferia y sobre una corona dentada, el motor de arranque, que sirve para dar movimiento al cigüeñal en los momentos de puesta en marcha.

## SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

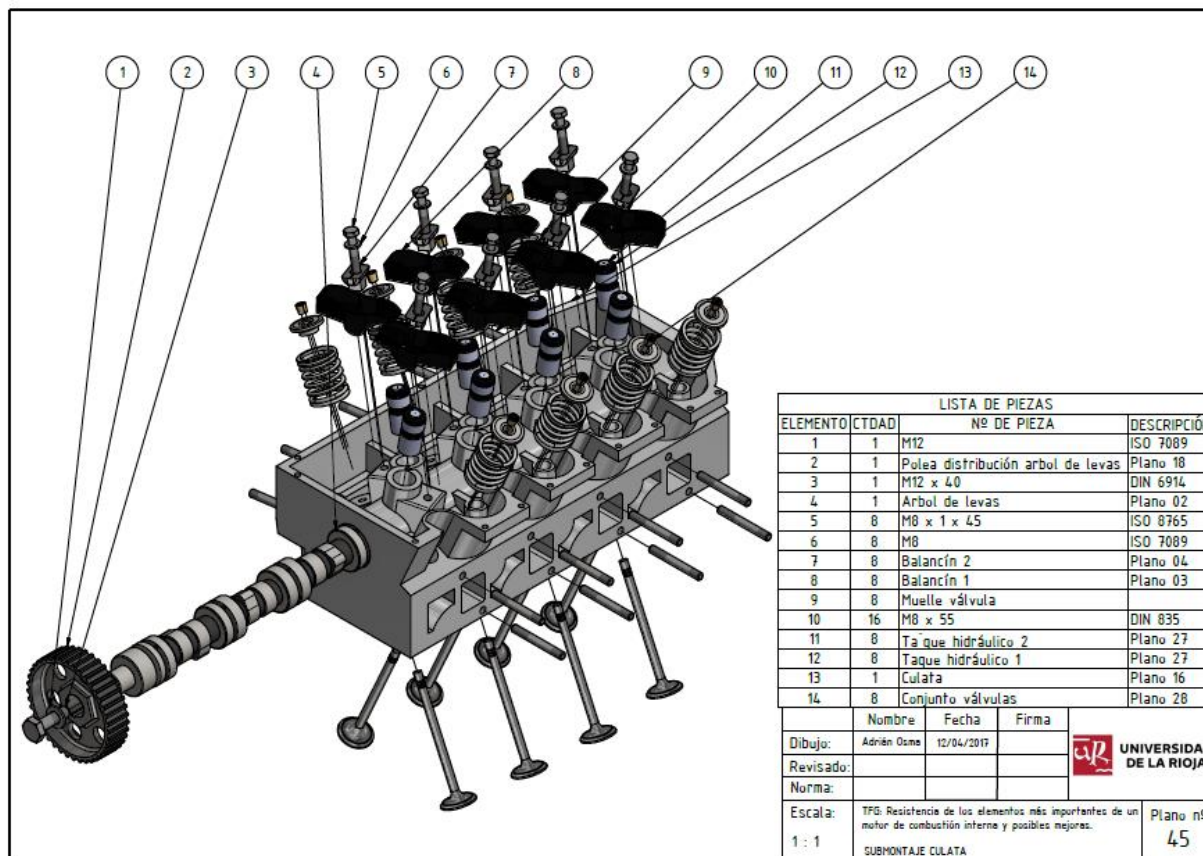


Imagen 12: Distribución Ford 1600 Xr3i

## ÁRBOL DE LEVAS

El árbol de levas, es el elemento encargado de transformar el movimiento giratorio proveniente del cigüeñal, en movimiento rectilíneo alterno de las levas.

El árbol de levas es un eje fabricado en acero al carbono, en el que están labradas unas levas, en número igual al de válvulas del motor.

Este eje girará apoyado sobre unos cojinetes antifricción disminuyendo así el desgaste que se produce durante su movimiento.

El perfil de la leva determina el movimiento de apertura de la válvula y el tiempo que permanece abierta. Este perfil es diferente para las válvulas de escape y para las de admisión, ya que los ángulos de apertura y cierre son distintos.

La posición de la leva sobre el árbol de levas se determina en orden de obtener la apertura de la válvula en el preciso instante establecido en el ciclo del motor.

Si se quiere diseñar un sistema de distribución completo, con todos sus componentes, será necesario establecer ciertos huelgos entre los órganos que

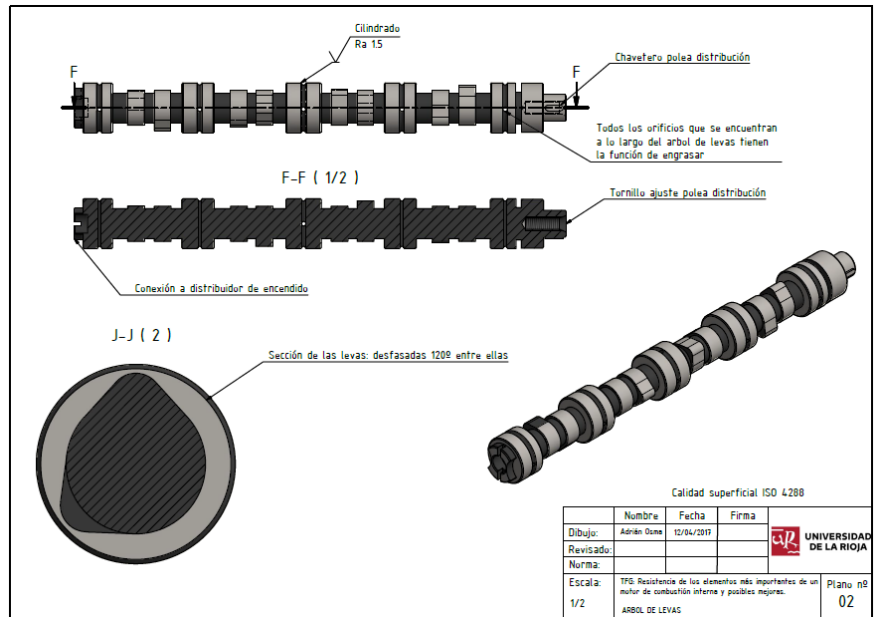


Imagen 13: Árbol de levas Ford 1600 Xr3i

componen la cadena cinemática, a fin de permitir la dilatación térmica debido a la temperatura existente en el motor.

De no hacerse, las válvulas, que son los elementos que soportan mayor temperatura, se dilatarían más que los otros elementos, haciendo que no llegasen a cerrarse por completo una vez el motor este caliente, con la consiguiente pérdida de estanqueidad del cilindro.

Al ser un motor de cuatro tiempos, las válvulas se tienen que abrir una vez cada dos vueltas del cigüeñal. Por ello, la unión entre árbol de levas y cigüeñal se realiza mediante dos engranajes, uno el doble de grande que el otro, manteniendo la relación 2:1.

Esta unión entre los engranajes se puede realizar mediante correa o cadena.

La correa tiene como ventaja su poca sonoridad durante el funcionamiento, pero el mantenimiento es mayor, teniendo que cambiarse con más frecuencia.

Los sistemas de distribución mediante cadena suelen ser más ruidosos, ya que dada la resistencia que oponen los muelles de las válvulas al movimiento de estas, se obtiene un giro del árbol de levas de tipo pulsante, produciendo unas sacudidas que tensan y destensan la cadena aumentando ruido.

En los automóviles modernos, el árbol de levas acciona directamente las válvulas, sin taqués, empujadores ni balancines, con lo cual queda simplificada grandemente la cadena cinemática.

## VÁLVULAS

Las válvulas tienen la misión de permitir la entrada y salida de gases al cilindro en los momentos adecuados de cada fase, cerrando herméticamente los conductos de acceso y evacuación de la cámara de combustión durante el tiempo restante del ciclo.

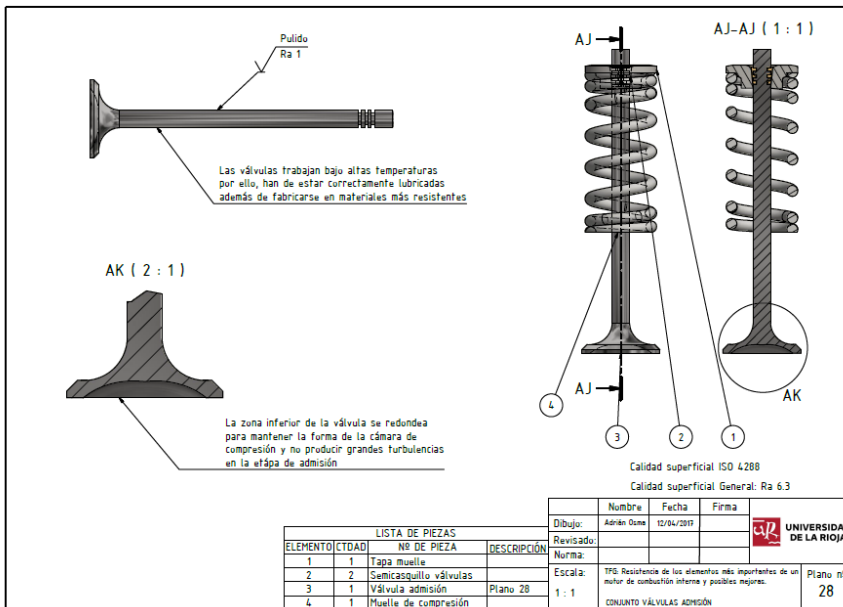


Imagen 14: Válvulas Ford 1600 Xr3i

Debido a su funcionamiento, están sometidas a grandes sollicitaciones tanto mecánicas como térmicas.

Las válvulas están constituidas por dos partes fundamentales: la cabeza y el vástago.

- Cabeza: aplicándose en su asiento en la cámara de combustión cierra el conducto de entrada o salida.
- Vástago: guía el movimiento de la válvula y transmite a la cabeza la carga del muelle de retención, al que se fija mediante unas medias chavetas y un platillo.

El vástago de la válvula se desliza por la culata sobre una guía de fundición que

suaviza el rozamiento y atenúa el desgaste debido al funcionamiento de la misma.

El muelle descansa ambos lados sobre platillos, siendo en el superior donde se alojan las medias chavetas que forman el sistema de fijación de la cola de la válvula.

Para conseguir la estanqueidad en la cámara de combustión, la cabeza de la válvula adquiere un perfil troncocónico que generalmente tiene un ángulo de 45°.

Los asientos de las válvulas en la culata, suelen ser postizos con forma de anillo y se fabrican en aleaciones especiales de acero, capaces de soportar las elevadas temperaturas a los que estarán sometidos.

El desplazamiento total que efectúa la válvula desde su posición de cierre hasta la de apertura, se denomina alzada. Generalmente las válvulas de admisión tienen un tamaño superior a las de escape, favoreciendo de este modo el llenado del cilindro.

Debido a que los materiales son elásticos y que las temperaturas son muy elevadas, se concluye que la alzada teórica de una válvula difiere significativamente de la alzada real.

En esta modificación interviene también las características particulares del muelle y las fuerzas de inercia producidas en el movimiento de la válvula.

La desviación de la curva real de alzada de la válvula con respecto a la de la leva, es tanto mayor, cuanto más lo sea el régimen de giro, aunque, intervienen también otros factores, como la calidad de los materiales utilizados en los



componentes del sistema y el huelgo de taqués, que modifica la aceleración de la válvula en su inicio de apertura y, consecuentemente la fuerza de inercia actuante en ese momento (a mayor huelgo, mayor fuerza de inercia).

En altos regímenes de revoluciones aparecen además grandes vibraciones, que provocan ruido además de un descenso en la potencia desarrollada por el mismo, con la posibilidad de rotura de algún elemento de mando o de la propia válvula.

Estos inconvenientes se subsanan frecuentemente robusteciendo los componentes y aumentando su rigidez, o bien limitando la velocidad de apertura y cierre de las válvulas (disminuyendo el rendimiento volumétrico del motor).

Las válvulas de escape se fabrican con aceros especiales, con aleaciones al cromo-silicio o cromo-níquel, que les confieren una gran dureza y resistencia a las altas temperaturas.

Las válvulas de admisión se construyen generalmente con aleaciones de acero al níquel de inferior calidad, dado que su trabajo es sensiblemente menor.

### MUELLES DE VÁLVULA

Tiene como función hacer retroceder a la válvula hasta su lugar de inicio. Su tensión ha de ser lo suficientemente alta para cerrar la válvula rápidamente, aún en los altos regímenes y, al mismo tiempo, lo más baja posible para no dificultar en exceso la apertura de la válvula.

Se fabrican principalmente en acero especial aleado con silicio-magnesio.

Debido a que la carga que se aplica sobre el muelle aparece de una forma brusca y cíclica, se puede decir que aparece una deformación en las espiras en forma de acordeón, comenzando por el extremo al que se le aplica la carga. Como efecto final se tiene, que las espiras centrales del muelle se acercan y alejan alternativamente de ambos extremos. Este efecto puede producir la rotura del mismo si entra en “*resonancia*”.

En algunos casos para evitar este efecto, se utilizan dos muelles concéntricos cuya frecuencia de resonancia es distinta, dificultando que ésta se produzca.

### BALANCINES

Son los elementos encargados de transmitir el movimiento del árbol de levas a las válvulas, cuando éste no se encuentra en contacto directo con ellas.

Cualquiera que sea el sistema de mando de las válvulas, sus componentes se disponen de manera que éstas giren un poco sobre su eje cada vez que se abren. Con ello se evita en parte que se depositen restos de carbonilla y otras suciedades en los puntos móviles.

Para conseguir esto, se dispone el perfil de la leva de manera conveniente, o el taqué del balancín a la cola de la válvula en forma excéntrica; pero en algunos casos esto no resulta suficiente y, entonces, es necesario disponer los mecanismos adecuados que obliguen a girar a la válvula. Estos dispositivos se denominan “*rotadores*”.

## TAQUÉS HIDRÁULICOS

Con este sistema se elimina cualquier holgura que pudiera existir en el sistema de mando de las válvulas. Con ello, se consigue que el “*juego de taqués*” quede eliminado, consiguiéndose así que las válvulas se abran en el punto exacto del ciclo motor.

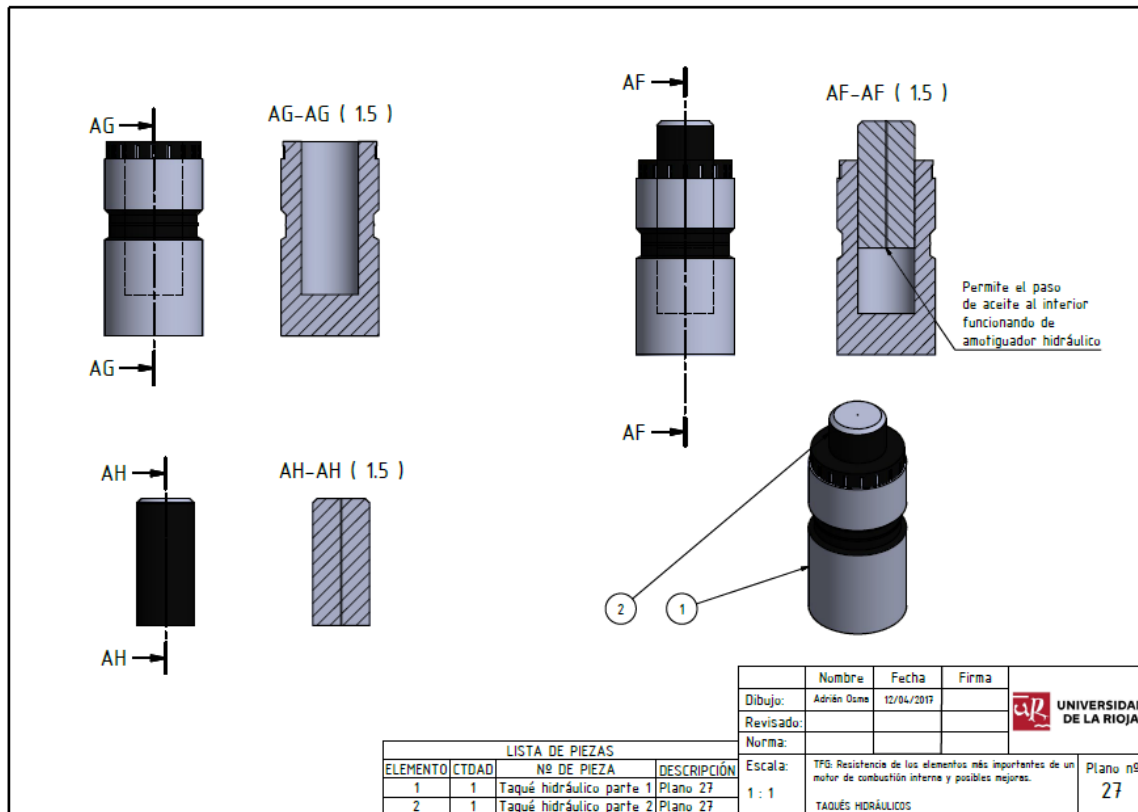
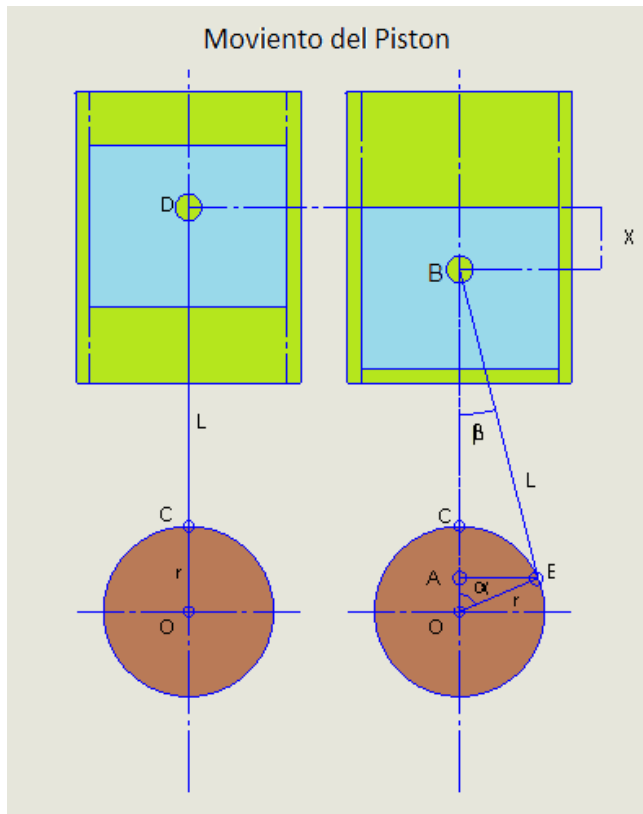


Imagen 15: Taqués hidráulicos Ford 1600 Xr3i



## CÁLCULO TEÓRICO DE UN PISTÓN

### ECUACIONES QUE DESCRIBEN EL MOVIMIENTO



Características de la Imagen x:

$r$  = distancia desde el centro del cigüeñal hasta la muñequilla conectora con la biela.

$L$  = longitud de la biela.

$\beta$  = ángulo girado de la biela con respecto al eje vertical del cilindro.

$\alpha$  = ángulo girado del cigüeñal con respecto al eje vertical del cilindro.

Imagen 16: Movimiento del pistón

### ECUACIÓN GENERAL QUE DESCRIBE EL DESPLAZAMIENTO UN PISTÓN

¿Cuánto se desplaza el pistón?  $X = \overline{OD} - \overline{OB}$

Siendo:  $\overline{OD} = L + r$

$$\overline{OB} = r \cdot \cos \alpha + \sqrt{L^2 - \sin^2 \alpha \cdot r^2}$$

Relacionamos  $\alpha$  y  $\beta$ , y ponemos la ecuación general en función de  $\alpha$ , que es el ángulo girado por el cigüeñal.

$$x(\alpha) = L + r - r \cdot \cos \alpha - \sqrt{L^2 - \sin^2 \alpha \cdot r^2} \quad [1]$$

Suponiendo la que la relación entre el radio del cigüeñal y la longitud de la biela es  $\frac{r}{L} = \lambda$  y organizando los términos:

$$x(\alpha) = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L - \sqrt{L^2 - \sin^2 \alpha \cdot L^2 \cdot \lambda^2}$$

$$x(\alpha) = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \lambda^2}\right) \quad [\text{II}]$$

### ECUACIÓN DEL DESPLAZAMIENTO PARTICULARIZADA AL MOTOR: CVH-LR 1.6 I XR3 I

En primer lugar, se mostrarán las características particulares de este motor:

CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR (CVH-LR 1.6i XR3i)	
Longitud de la biela (L)(cm)	12,701
Radio del muñón del cigüeñal (r) (cm)	3,976
Relación entre L y r ( $\lambda$ )	0,313046217
Revoluciones del motor (r.p.m) (corte de inyección)	6500

Tabla 1: Características del motor

Como puede observarse en la ecuación [II], el desplazamiento del pistón depende únicamente del ángulo girado por el cigüeñal, y no de las revoluciones a las que gira.

### Desplazamiento del Pistón

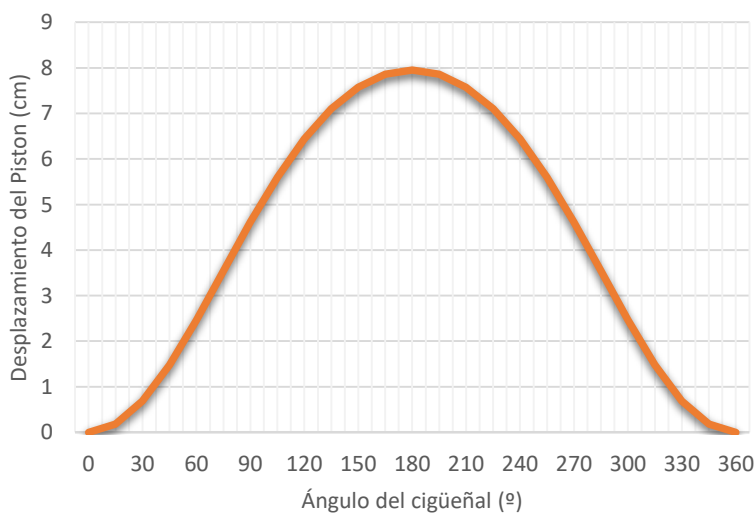


Gráfico 1: Desplazamiento del pistón

Ángulo del cigüeñal ( $\alpha$ )(°)	$x(\alpha)$ (cm)
0	0
30	0,689231751
60	2,463658737
90	4,614379016
120	6,439658737
150	7,575865762
180	7,952

Tabla 2: Resultados desplazamiento

Como puede observarse en el gráfico  $x$  y la tabla  $x$ , el pistón parte de su p.m.s ( $\alpha=0^\circ$ ) y va desplazándose hacia abajo por el cilindro hasta llegar a su p.m.i ( $\alpha=180^\circ$ ), desarrollándose de esta forma toda la carrera del cilindro.

El gráfico es simétrico respecto de  $180^\circ$ , de tal forma que el desplazamiento de subida que sigue el pistón para volver al p.m.s es exactamente igual al de bajada realizado anteriormente.

Una conclusión directa que puede sacarse del gráfico es que la carrera del pistón no viene determinada por la longitud de la biela, sino que depende de las características geométricas del cigüeñal.

$$\text{Carrera del piston} = 2 \cdot r = 2 \cdot 3.976 = 7.952$$

#### ECUACIÓN GENERAL QUE DESCRIBE LA VELOCIDAD DE UN PISTÓN

Para obtener la ecuación que describe la velocidad del movimiento del pistón únicamente se derivará la ecuación [II] respecto de  $\alpha$ .

Sabiendo que  $L = \frac{r}{\lambda}$  la ecuación [II] quedará:

$$x(\alpha) = r \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{r}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \lambda^2}\right)$$

$$x(\alpha) = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \lambda^2}\right) \right] \quad \text{[III]}$$

Se realiza un cambio de variable, ya que la ecuación [I] se encuentra en función del ángulo del cigüeñal  $\alpha$  y no del

tiempo:  $V(\alpha) = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$

Donde:  $\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \text{velocidad angular}$

De tal forma que:  $V(\alpha) = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \omega$

$$V(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left( \sin(\alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot 2 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \sqrt{1 - \sin^2(\alpha) \cdot \lambda^2}} \right)$$

Simplificando y suponiendo que:  $\sin^2(\alpha) \cdot \lambda^2 \approx 0$  se tiene que:

$$V(\alpha) = r \cdot \omega \cdot [\sin(\alpha) + \lambda \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)]$$

Como se sabe que la velocidad angular es:  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ rad/s}$

Siendo:  $n = \text{numero de revoluciones del cigüeñal}$

$$V(\alpha) = r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot [\sin(\alpha) + \lambda \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)] \quad [IV]$$

#### ECUACIÓN DE LA VELOCIDAD PARTICULARIZADA AL MOTOR: CVH-LR 1.6 I XR3 I

Con las características particulares del motor expuestas en la tabla x, pueden particularizarse las ecuaciones para el motor objeto de estudio.

En esta ocasión y siguiendo la ecuación [IV] puede verse como la velocidad no solo viene determinada por el ángulo del cigüeñal, sino que también depende del régimen de giro que tenga el motor.

Para definir completamente la velocidad del pistón se mostrarán dos casos, el primero cuando el motor se encuentra en ralentí (950 r.p.m), y el otro cuando se encuentra en su régimen máximo, en esta ocasión 6500 r.p.m.

De esta forma se podrá comparar entre la velocidad máxima y mínima que tendrá el motor.

#### Velocidad del Pistón 950 r.p.m

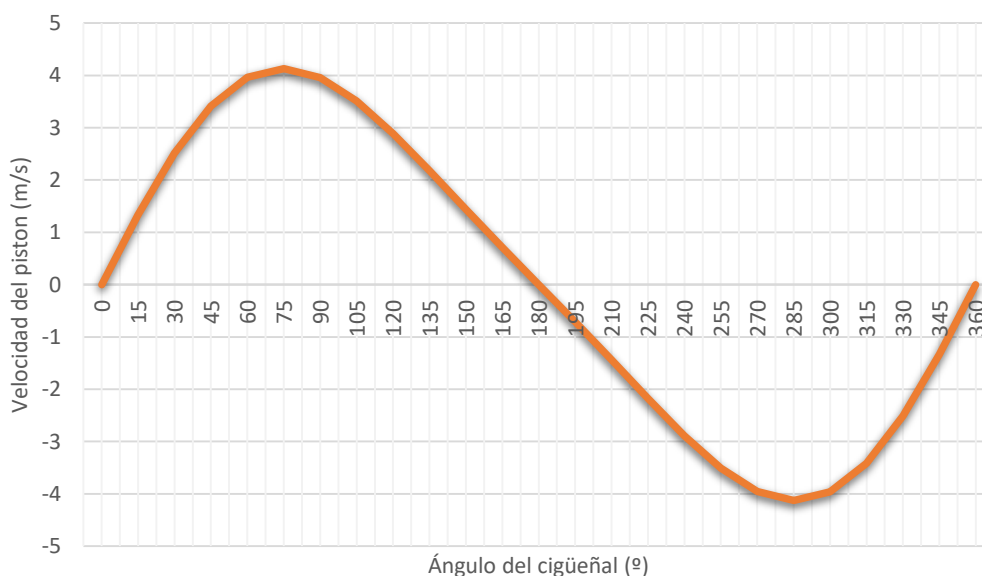


Gráfico 2: Velocidad del pistón en función de  $\alpha$  a 950 r.p.m

Ángulo del cigüeñal ( $\alpha$ )(°)	$v(\alpha)$ (m/s)
0	0
15	1,333313745
30	2,513913696
45	3,416066084
60	3,96171788
75	4,130256651
90	3,95547459
105	3,511133473
120	2,889365079
135	2,177819728
150	1,441560895
165	0,714190567
180	3,32901E-16

Tabla 3: Resultados velocidad a 950 r.p.m

A partir de 180° el gráfico es simétrico en módulo, pero de signo opuesto, ya que ahora el pistón se desplaza hacia arriba, encontrándose en su movimiento de subida.

El gráfico de las velocidades a 6500 r.p.m será igual que el gráfico x, pero de módulo mayor, ya que al aumentar el régimen de giro en la ecuación [IV], se aumenta proporcionalmente la velocidad del pistón.

### Velocidad del Pistón 6500 r.p.m

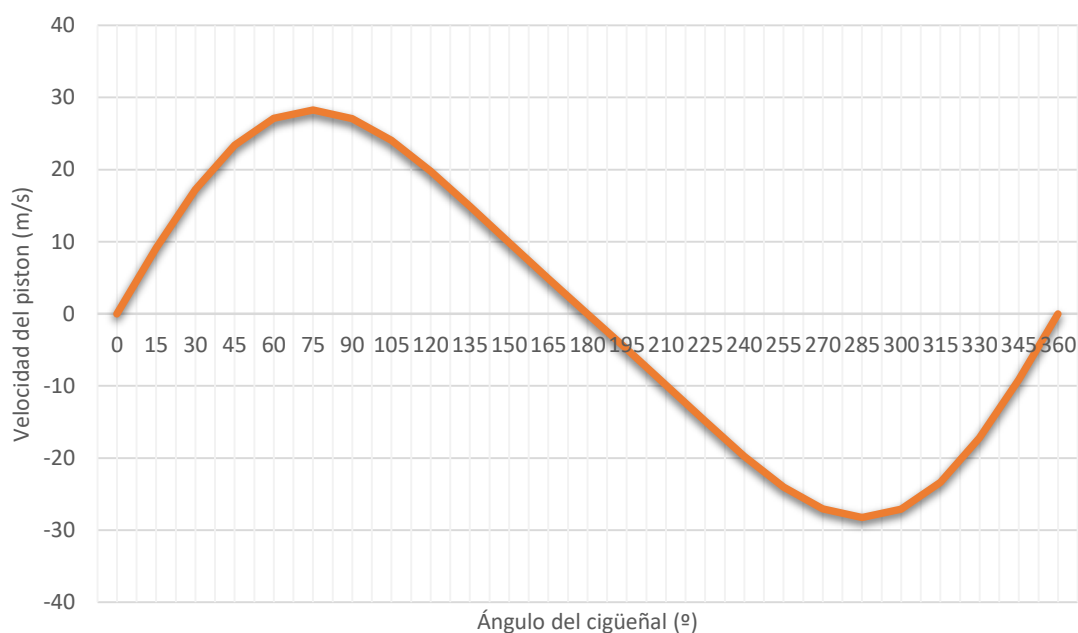


Gráfico 3: Velocidad del pistón en función de  $\alpha$  a 6500 r.p.m

Ángulo del cigüeñal ( $\alpha$ )(°)	$v(\alpha)$ (m/s)
0	0
15	9,122672995
30	17,20046213
45	23,37308373
60	27,10649076
75	28,25965077
90	27,06377351
105	24,02354482
120	19,76934001
135	14,90087182
150	9,863311386
165	4,88656704
180	2,27774E-15

Tabla 4: Resultados velocidad a 6500 r.p.m

Comparando los resultados de las tablas x y x puede observarse como mantienen una relación directa, en la que al aumentar las r.p.m en una determinada proporción, se aumenta la velocidad del pistón en la misma proporción.

$$\frac{6500}{950} = \frac{9.122}{1.333} = 6.84$$

La velocidad máxima del pistón se consigue unos grados antes de que  $\alpha=90^\circ$ , y su valor depende, en cada caso, de la relación  $\lambda$  entre el radio de la manivela y la longitud de la biela. También dependerá claramente del régimen de giro del motor.

#### ECUACIÓN GENERAL QUE DESCRIBE LA ACELERACIÓN DE UN PISTÓN

Al igual que lo realizado anteriormente, para obtener la aceleración del pistón habrá que derivar la ecuación de la velocidad respecto del tiempo.

A partir de la ecuación [IV] se tiene:

$$a(\alpha) = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \omega$$

Quedando de la siguiente forma:

$$a(\alpha) = \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot \frac{d(r \cdot [\sin(\alpha) + \lambda \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)])}{d\alpha}$$

Finalmente se obtiene la ecuación general de la aceleración del pistón:

$$a(\alpha) = r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)] \quad [\text{V}]$$

### ECUACIÓN DE LA ACELERACIÓN PARTICULARIZADA AL MOTOR: CVH-LR 1.6 I XR3 I

Como la velocidad, la aceleración del pistón no solo variará con la posición del cigüeñal, sino que también lo hará con el régimen de giro del motor, y en esta ocasión en mayor medida ya que se encuentra elevado al cuadrado. (ecuación [V]).

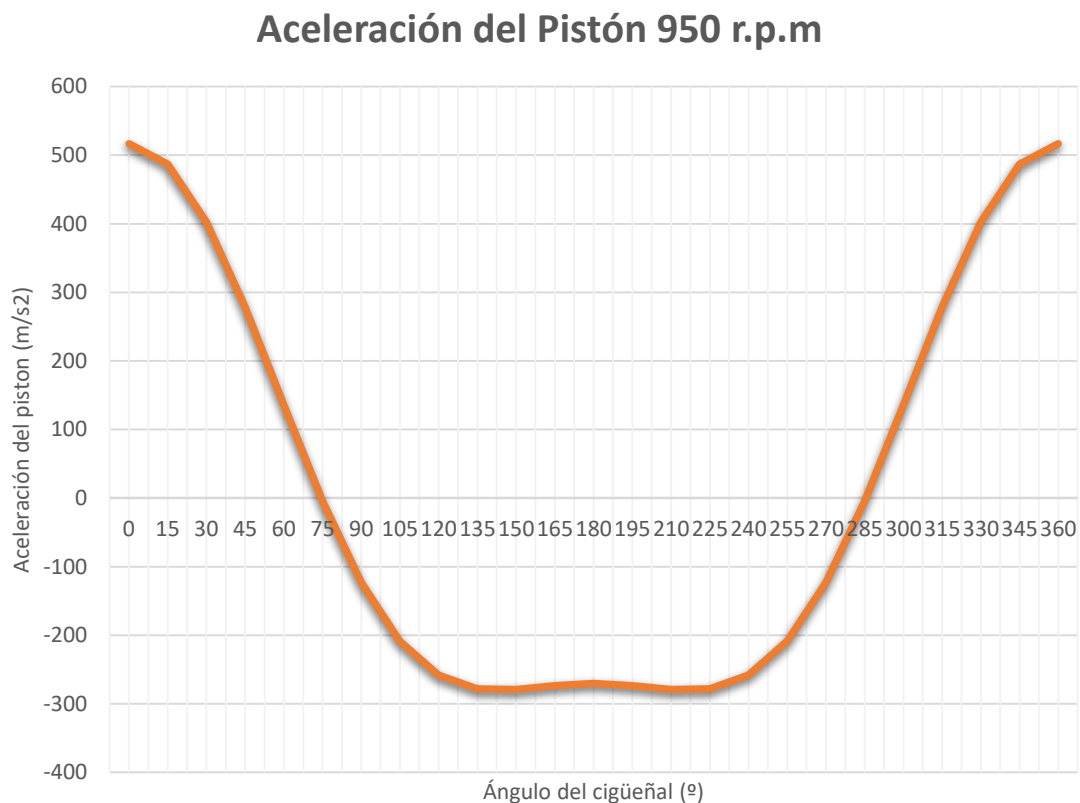


Gráfico 4: Aceleración del pistón en función de  $\alpha$  a 950 r.p.m

Ángulo del cigüeñal ( $\alpha$ )(°)	$a(\alpha)$ (m/s <sup>2</sup> )
0	516,6909264
15	486,7788353
30	402,3784778
45	278,2504174
60	135,1600508
75	-4,83497519
90	-123,1854124



105	-208,5284179
120	-258,3454632
135	-278,2504174
150	-279,1930654
165	-273,4154422
180	-270,3201015

Tabla 5: Resultados aceleración a 950 r.p.m

### Aceleración del Pistón 6500 r.p.m

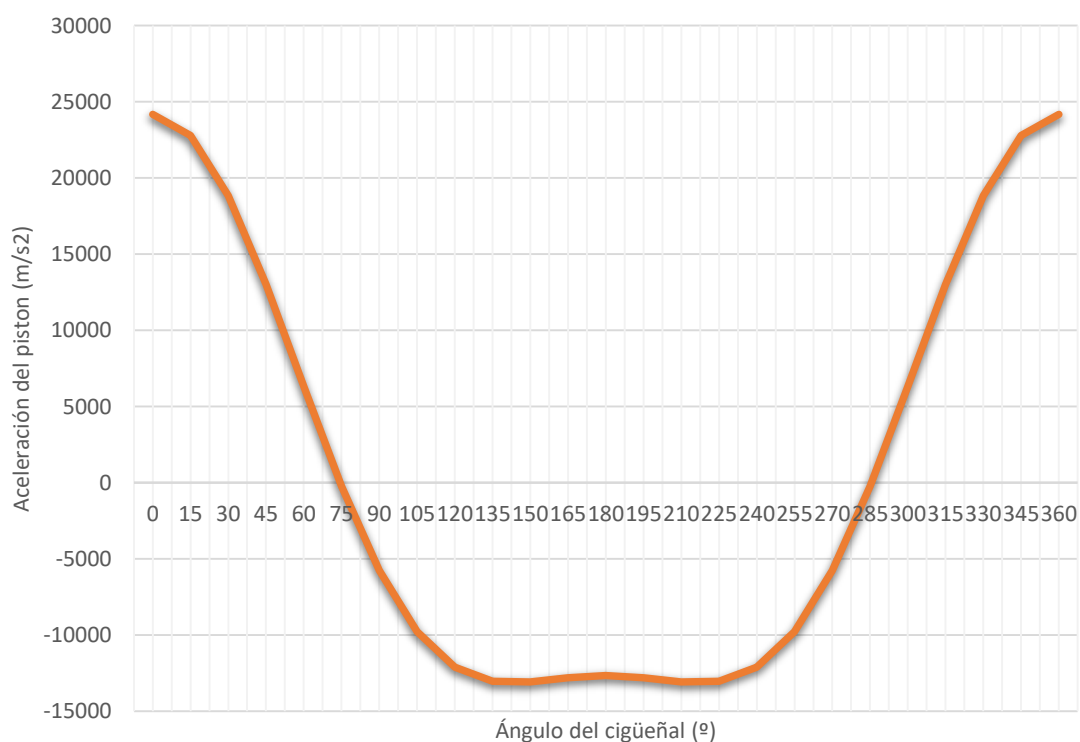


Gráfico 5: Aceleración del pistón en función de  $\alpha$  a 6500 r.p.m

Ángulo del cigüeñal ( $\alpha$ )(°)	a( $\alpha$ ) (m/s²)
0	24188,578
15	22788,26126
30	18837,1088

45	13026,12757
60	6327,437279
75	-226,346484
90	-5766,851719
105	-9762,133692
120	-12094,289
135	-13026,12757
150	-13070,25708
165	-12799,78109
180	-12654,87456

Tabla 6: Resultados aceleración a 6500 r.p.m

Comparando los resultados obtenidos en las tablas x y x se puede observar la relación que existe cuando se varía el régimen de giro del motor.

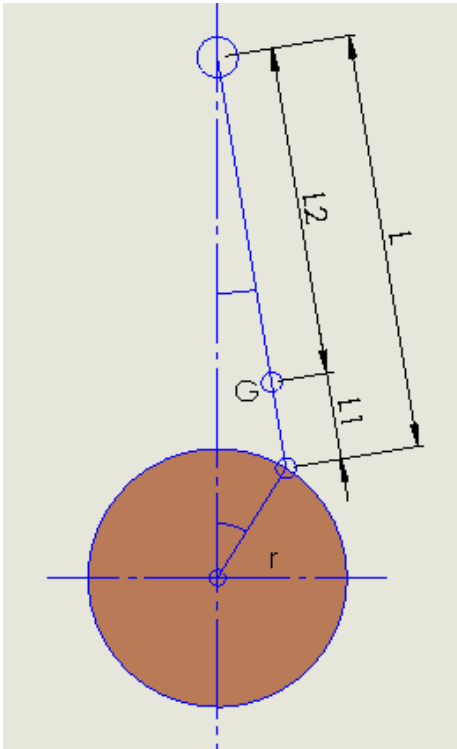
$$\left(\frac{6500}{950}\right)^2 = \frac{24188.578}{516.6909264} = 46.81$$

A diferencia de la velocidad, la aceleración se ve incrementada de manera exponencial cuando se incrementa el giro del cigüeñal.

Esto será una de las causas por las que, a la hora de preparar un motor para competición, se tendrá mucho cuidado cuando se incremente el límite de revoluciones, ya que la aceleración incrementa exponencialmente y como consecuencia también se incrementan en dicha proporción las fuerzas de la inercia. Por ello, se tenderá a reducir el peso de los componentes móviles, reduciendo así la inercia de los mismos, pese al aumento en las r.p.m del motor.

## FUERZAS EXISTENTES EN EL MOVIMIENTO ALTERNATIVO EN LAS DISTINTAS ETAPAS DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS

Durante el movimiento del pistón, será interesante conocer cuál es la proporción del peso que actúa en el movimiento alternativo, y cuál es la que actúa en el movimiento circular del cigüeñal.



$m_p$  = masa del pistón con segmentos y bulón

$m_b$  = masa de la biela

$m_{ba}$  = masa de la biela movimiento alternativo

$m_{bc}$  = masa de la biela con movimiento circular

$$m_{ba} = m_b \cdot \frac{L_1}{L}$$

$$m_{bc} = m_b \cdot \frac{L_2}{L}$$

El peso total del movimiento alternativo será:

$$m_{total} = m_p + m_{ba} = m_p + m_b \cdot \frac{L_1}{L} \quad [VI]$$

Imagen 17: masas del movimiento

Por norma general, se suele suponer que las longitudes  $L_1$  y  $L_2$  son  $1/3$  y  $2/3$  de la longitud total de la biela. Sin embargo, y con la ayuda del software de diseño SolidWorks, se puede realizar un cálculo mucho más preciso localizando el centro de masas del elemento.

Particularizando el caso al motor de estudio, se tiene que las longitudes son:

$$L = 12.701 \text{ cm}$$

$$L_2 = 7.105 \text{ cm}$$

$$L_1 = 5.596 \text{ cm}$$

En el caso particular del motor CVH-LR 1.6 i XR3 i las masas de los elementos son las siguientes:

	Masa (kg)
Pistón	0,59605
Biela	0,47992
Biela-alternativo	0,211450462
Biela-circular	0,268469538

Tabla 7: Masas de los distintos elementos

## PRESIÓN GENERADA EN EL PISTÓN EN LA ETÁPA DE EXPANSIÓN

El ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos es:

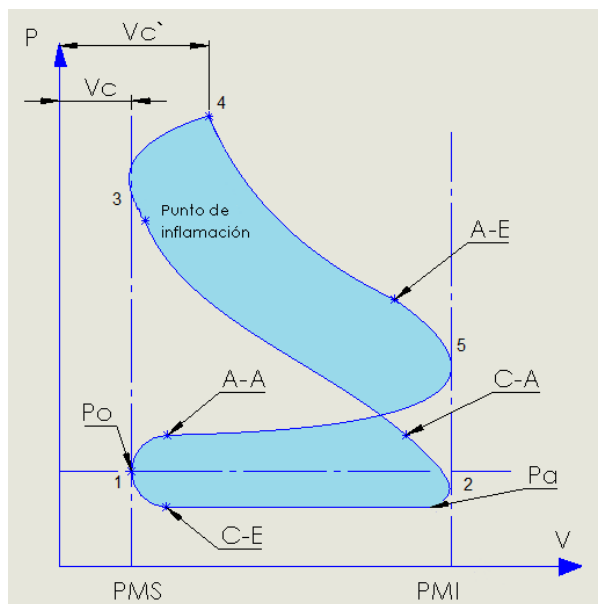


Imagen 18: Ciclo de trabajo real motor 4 t

Para los motores de gasolina, se puede aproximar que la presión en el punto 4 es:

$$P_4 = 7 \cdot \varepsilon - 2$$

Siendo  $\varepsilon$  la relación de compresión del motor.

Una vez calculada la presión en el punto 4 y sabiendo que la ecuación que define la transformación politrópica creada durante el periodo de expansión es:

$$P_5 \cdot V_5^\gamma = P_4 \cdot V_4^\gamma = P_\alpha \cdot V_\alpha^\gamma = cte$$

Donde  $\gamma$  es el coeficiente politrópico:  $\gamma \approx 1.3$

$$P_\alpha = P_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_\alpha}\right)^\gamma \quad [\text{VII}]$$

Con esta ecuación se obtiene la variación de la presión en la cabeza del pistón durante la fase de expansión.

Durante la fase de admisión y escape la presión será aproximadamente la atmosférica, ya que al abrirse las válvulas toda la cámara adquiere la presión del exterior.

## EXPRESIÓN GENERAL DE LAS FUERZAS DEBIDAS A LA INERCIA DE LAS PARTES ALTERNATIVAS DE UN MOTOR

La expresión general de la fuerza es:

$$\vec{F}_i = m \cdot \vec{a} \quad [\text{VIII}]$$

Sin embargo, como se ha visto en la ecuación [V], la aceleración no es constante. Por ello, y sustituyendo su valor en la ecuación [VII] tenemos:

$$F_i = m_{ba} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)]$$

Siendo:  $m_{ba}$  = masa de la biela con movimiento alternativo

Reorganizando términos se tiene la expresión general en función del régimen de giro del cigüeñal y del ángulo girado del mismo.

$$F_i = \left[ m_{ba} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot \cos(\alpha) \right] + \left[ m_{ba} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \right] \quad [\text{IX}]$$

Al primer término de la ecuación se le conocerá como fuerzas de inercia de primer orden, y al segundo como fuerzas de inercia de segundo orden.

Las fuerzas de inercia se opondrán a la fuerza de expansión del pistón.

### CARACTERÍSTICAS PARTICULARES DEL MOTOR: CVH-LR 1.6 I XR3 I

Como ya se ha comentado anteriormente, las fuerzas de la inercia son máximas cuando el motor se encuentra en su régimen límite. En esta ocasión, el motor tiene el corte de la inyección en 6500 r.p.m.

En los siguientes gráficos y tablas se representarán las fuerzas de inercia máximas en el motor en función del ángulo girado por el cigüeñal.

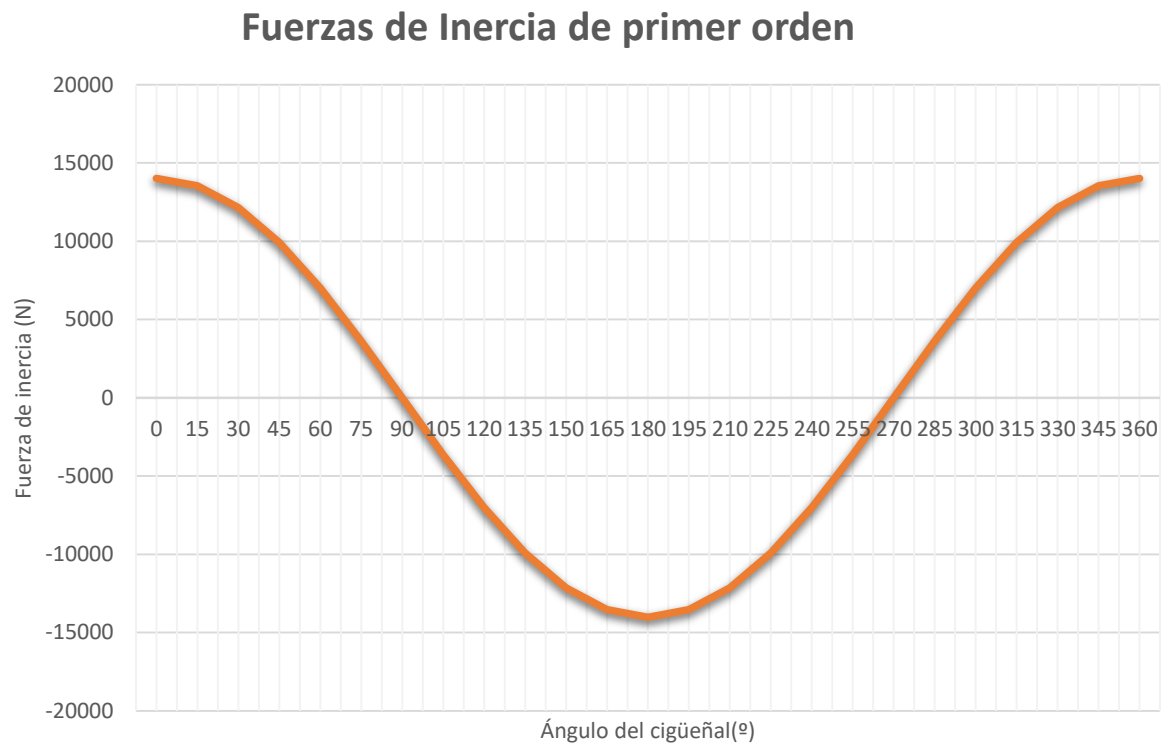


Gráfico 6: Fuerzas de Inercia de primer orden a 6500 r.p.m

## Fuerzas de Inercia de segundo orden

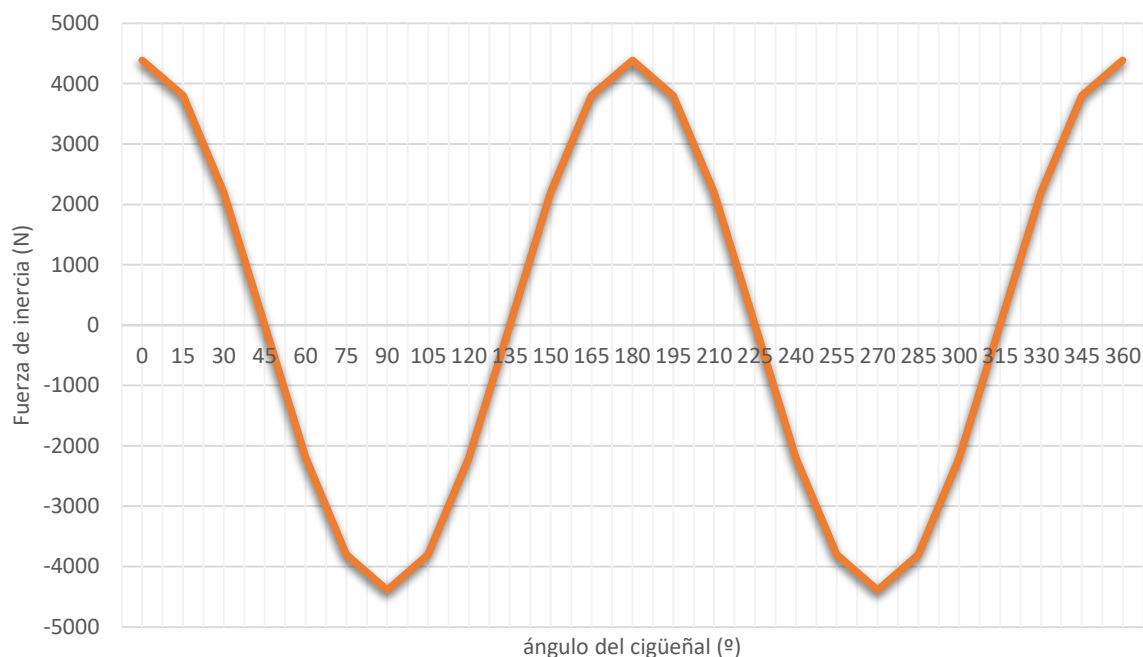


Gráfico 7: Fuerzas de Inercia de segundo orden a 6500 r.p.m

## Fuerza de Inercia total

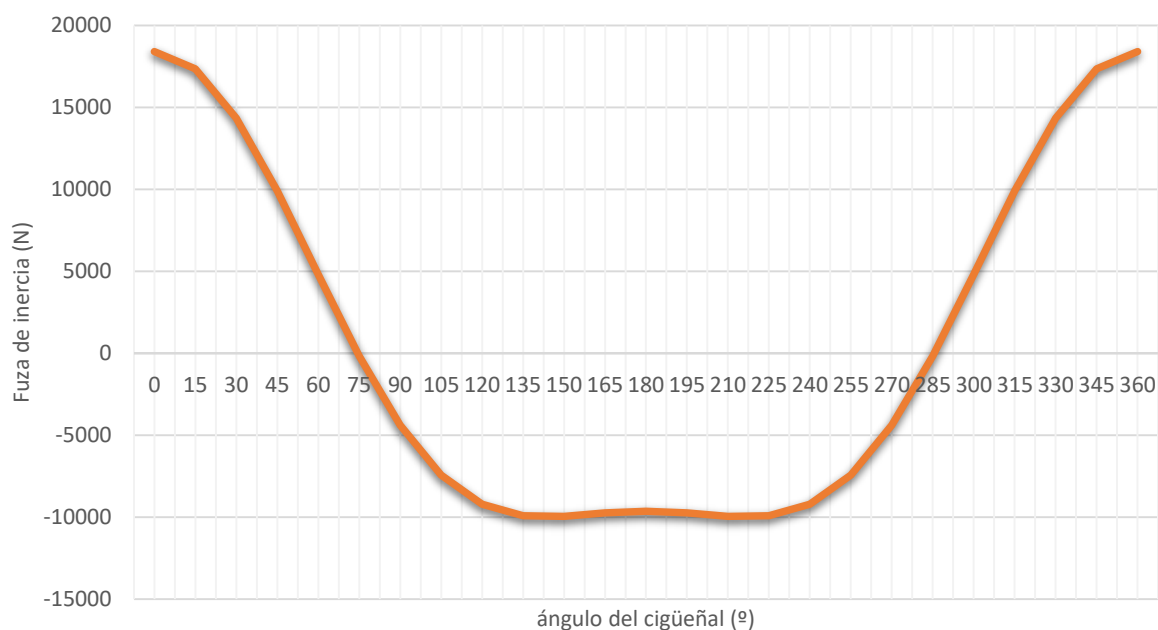


Gráfico 8: Fuerza de Inercia total a 6500 r.p.m

Ángulo del cigüeñal ( $\alpha$ )(°)	Fuerzas de primer orden (N)	Fuerzas de segundo orden (N)	Fuerza de inercia total (N)
0	14875,55248	4656,735428	19532,28791
15	14368,68032	4032,851179	18401,5315
30	12882,60635	2328,367714	15210,97406
45	10518,60403	2,8526E-13	10518,60403
60	7437,776241	-2328,367714	5109,408527
75	3850,076289	-4032,851179	-182,7748904
90	9,11238E-13	-4656,735428	-4656,735428
105	-3850,076289	-4032,851179	-7882,927468
120	-7437,776241	-2328,367714	-9766,143955
135	-10518,60403	-8,55779E-13	-10518,60403
150	-12882,60635	2328,367714	-10554,23863
165	-14368,68032	4032,851179	-10335,82914
180	-14875,55248	4656,735428	-10218,81705
195	-14368,68032	4032,851179	-10335,82914
210	-12882,60635	2328,367714	-10554,23863
225	-10518,60403	1,4263E-12	-10518,60403
240	-7437,776241	-2328,367714	-9766,143955
255	-3850,076289	-4032,851179	-7882,927468
270	-2,73371E-12	-4656,735428	-4656,735428
285	3850,076289	-4032,851179	-182,7748904
300	7437,776241	-2328,367714	5109,408527
315	10518,60403	-1,99682E-12	10518,60403
330	12882,60635	2328,367714	15210,97406
345	14368,68032	4032,851179	18401,5315
360	14875,55248	4656,735428	19532,28791

Tabla 8: Fuerzas de Inercia a 6500 r.p.m



A continuación, se muestra una tabla comparativa entre las fuerzas de la inercia a distinto régimen de giro, enseñando como aumentan exponencialmente.

FUERZA DE INERCIA TOTAL	
r.p.m	F <sub>inercia</sub> (N)
950	417,2281619
2000	1849,21069
4000	7396,842759
6500	19532,28791
7500	26004,52532

Tabla 9: Fuerzas de Inercia a distintas r.p.m

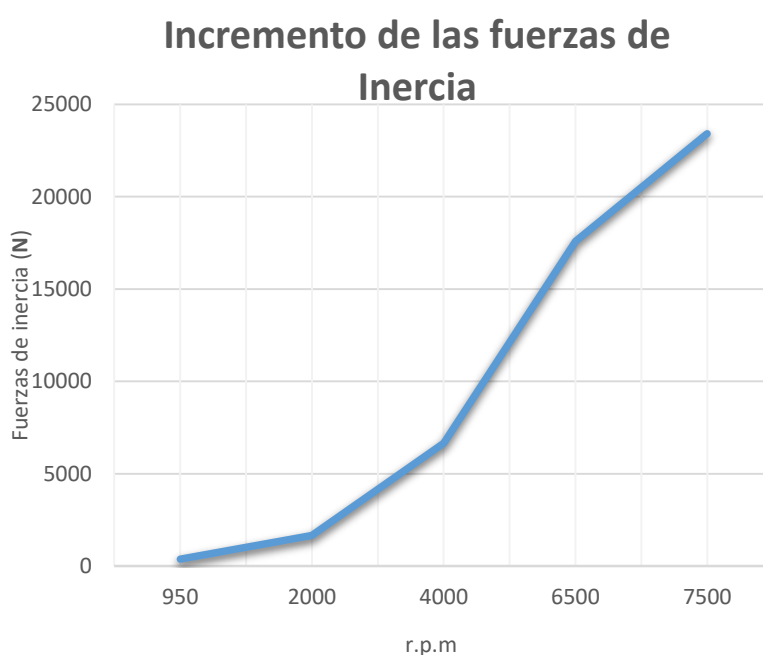
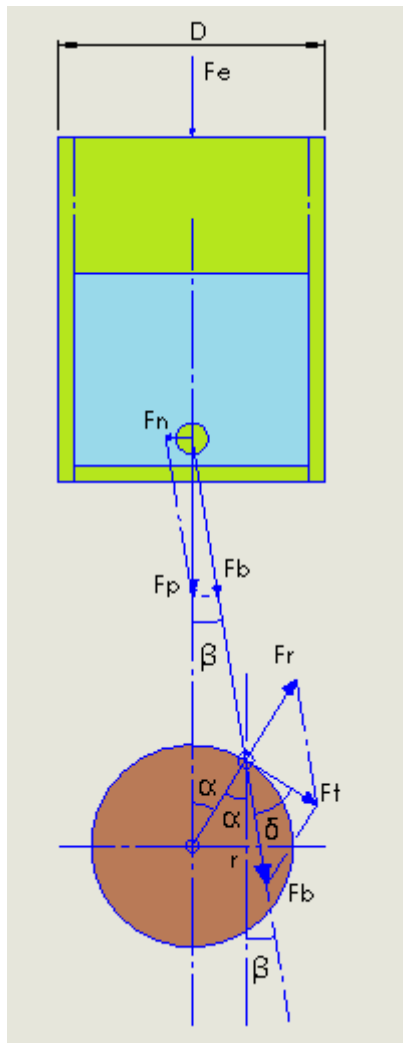


Gráfico 9: Variación de las Fuerzas de Inercia a distintas r.p.m

## FUERZA TOTAL QUE ACTÚA SOBRE EL PISTÓN

En el pistón las únicas fuerzas existentes serán la Fuerza de expansión ( $F_e$ ) (ecuación [VII]) y la fuerza de inercia ( $F_i$ ) anteriormente calculada (ecuación [IX]).

Durante el movimiento, y debido al ángulo de la biela, aparecerá otra fuerza de carácter normal a la pared del cilindro. Esta fuerza se denominará fuerza normal ( $F_n$ ).



$$F_{\text{expansión}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{\alpha}$$

Siendo:  $P_{\alpha}$  = valor obtenido en la ecuación [VII]

$$F_i = \left[ m_{ba} \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \cos(\alpha) \right] + \left[ m_{ba} \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \right]$$

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{\alpha} - F_i \quad [\text{X}]$$

$$F_n = P_{\alpha} \cdot \sin(\beta) \quad [\text{XI}]$$

Imagen 19: Fuerzas existentes

La tabla 10 muestra las fuerzas existentes en el pistón en todas las etapas del motor a 950 r.p.m.

Las revoluciones utilizadas para el estudio serán las de ralentí en este caso, ya que aquí las fuerzas de inercia son mínimas y la fuerza sobre el pistón se hace máxima.

		FUERZA TOTAL SOBRE EL PISTON		
Etapas	Angulo del cigüeñal	F <sub>e</sub> (N)	F <sub>p</sub> (N)	F <sub>n</sub> (N)
Expansión	0	31762,58516	31345,357	0
	15	25346,62444	24953,55031	2021,794611
	30	15493,25502	15168,33421	2374,19482
	45	9253,11659	9028,429249	1998,506941
	60	5933,285467	5824,143664	1578,960154
	75	4147,412272	4151,316517	1255,272704
	90	3136,757292	3236,22957	1013,089424
	105	2536,368277	2704,755071	817,8622848
	120	2167,382199	2375,99628	644,1467912
	135	1937,942053	2162,629393	478,7133768
	150	1799,014689	2024,463218	316,8752758
	165	1724,267426	1945,050522	157,5925115
	180	508,6802753	726,9638822	2,78811E-14
Escape	195	508,6802753	729,4633712	-59,10281681
	210	508,6802753	734,1288046	-114,9081225
	225	508,6802753	733,3676159	-162,3361307
	240	508,6802753	717,2943562	-194,4627868
	255	508,6802753	677,0670691	-204,7311515
	270	508,6802753	608,1525527	-190,3798559
	285	508,6802753	512,58452	-154,9950127
	300	508,6802753	399,5384718	-108,3172675
	315	508,6802753	283,9929346	-62,86385321
	330	508,6802753	183,7594684	-28,7626032
	345	508,6802753	115,6061408	-9,36667807
	360	508,6802753	91,45211338	0
Admisión	375	508,6802753	115,6061408	9,36667807
	390	508,6802753	183,7594684	28,7626032
	405	508,6802753	283,9929346	62,86385321

	420	508,6802753	399,5384718	108,3172675
	435	508,6802753	512,58452	154,9950127
	450	508,6802753	608,1525527	190,3798559
	465	508,6802753	677,0670691	204,7311515
	480	508,6802753	717,2943562	194,4627868
	495	508,6802753	733,3676159	162,3361307
	510	508,6802753	734,1288046	114,9081225
	525	508,6802753	729,4633712	59,10281681
	540	508,6802753	726,9638822	2,78811E-14
Compresión	555	562,6376817	783,4207777	-63,47457122
	570	725,2281386	950,676668	-148,8028672
	585	997,7353444	1222,422685	-270,5919439
	600	1379,364824	1587,978905	-430,5105714
	615	1862,986852	2031,373646	-614,2455964
	630	2430,214185	2529,686462	-791,9087767
	645	3047,89214	3051,796385	-922,8004381
	660	3668,426062	3559,284259	-964,9432341
	675	4234,956793	4010,269453	-887,7016273
	690	4689,998506	4365,077699	-683,2355299
	705	4984,764418	4591,690284	-372,0294129
	720	5086,802753	4669,574591	-3,58183E-13

Tabla 10: Fuerzas en el pistón a 950 r.p.m

Como puede verse en la tabla X, de los cuatro tiempos por los que pasa el motor, el punto más crítico tiene lugar en la etapa de expansión.

En primer lugar, se llevará a cabo un estudio de resistencia estático, en el que se utilizará la peor combinación de fuerzas que se pueda dar en el pistón, de tal forma que, si éste las aguanta, para todas las demás cargas no tendrá ningún problema.

El estudio resistente se dividirá en dos casos más desfavorables:

Caso 1: ángulo de cigüeñal 0° ( $F_p$  máxima), en este caso la única fuerza existente es  $F_p$ .

$$F_p = 31.345,357 \text{ N}$$

Caso 2: ángulo de cigüeñal 30° ( $F_n$  máxima), las fuerzas existentes son:

$$F_p = 15.168,33421 \text{ N}$$

$$F_n = 2.374,19482 \text{ N}$$

Como se ha visto en apartados anteriores, los pistones se fabrican normalmente en duraluminio. En esta ocasión y para un diseño mediante el software Solidworks, el material elegido para el pistón es:

DIN Aleaciones de aluminio: 3.1255 (EN-AW 2014)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	7e+010	N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson	0.3897	N/D
Módulo cortante	2.7e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	2800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	395000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	240000000	N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de expansión térmica	2.4e-005	/K
Conductividad térmica	204	W/(m·K)
Calor específico	940	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 11: Propiedades mecánicas del Pistón

Como se ha explicado anteriormente el pistón va provisto de tres segmentos, dos de compresión y uno de engrase, y debido a que están introducidos en la geometría del pistón y por ende pueden soportar algo de carga, se estudiarán en conjunto con el pistón.

El material de los segmentos es fundición gris y tiene las siguientes características:

DIN Hierro: 0.6025 (EN-GJL- 250)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1.200000031e+011	N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	6500000000	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7250	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	250000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	165593984	N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de expansión térmica	1.05e-005	/K
Conductividad térmica	58	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 12: Propiedades mecánicas de los segmentos

## ESTUDIO RESISTENTE DEL PISTÓN

Para llevar a cabo el estudio resistente del pistón se precisará la utilización de numerosos coeficientes y fórmulas, cuya elección depende en gran medida de la decisión del diseñador, por lo cual los resultados, cuando se realiza un estudio de elementos ya diseñados, podría discrepar con los resultados que el diseñador principal obtuvo en su momento.

A la hora de llevar a cabo el estudio, se tendrá en cuenta que la carga aplicada sobre el pistón puede ser una carga de impulso (velocidad de aplicación nula) y por tanto será necesario la realización de un estudio de fatiga por impacto.

Este fenómeno denominado impacto puede llegar a aumentar considerablemente la resistencia última y de fluencia del material.

Se llevarán a cabo las siguientes simplificaciones de estudio:

- Se supondrá aplicable la ley de Hooke.
- Las fuerzas sobre el pistón se simplificarán en fuerzas sinusoidales, más fáciles de trabajar y sin introducir un error en los cálculos, ya que incluso crean situaciones más desfavorables (diseño del lado de la seguridad).

## FUERZAS SOBRE EL PISTÓN

Las fuerzas sobre el pistón ya han sido calculadas en la tabla 10 pero ahora se mostrarán las variables que forman dichas fuerzas para ver como poder modificarlas, de tal forma que ayudará a cálculos posteriores de rediseño.

Fuerza de expansión:

$$F_e = \left\{ \begin{array}{l} \text{Diámetro del cilindro} \\ \text{Presión en el cilindro} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \text{Rel. de compresión} \\ \text{Cilindrada unitaria} \\ \text{Volumen desplazado} \\ \text{Presión al inicio de la expansión} \quad \{ \text{Rel compresión} \\ \text{Coeficiente politrópico (combustión)} \end{array} \right.$$

Para aumentar la potencia, interesará aumentar esta fuerza, porque cuanto mayor sea, mayor será el par creado sobre el cigüeñal.

Fuerzas de inercia:

$$F_i = \left\{ \begin{array}{l} \text{Radio de la muñequilla del cigüeñal} \\ \text{Revoluciones del motor} \\ \text{Masa de las partes con movimiento alternativo} \\ \text{Ángulo del cigüeñal} \end{array} \right.$$

$$F_i = \left[ m_{ba} \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \cos(\alpha) \right]$$

$$F_{II} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Relación entre la longitud de la biela y el radio de la muñequilla } (\lambda) \\ \text{Revoluciones del motor} \\ \text{Masa de las partes con movimiento alternativo} \\ \text{Ángulo del cigüeñal} \\ \text{Radio de la muñequilla del cigüeñal} \end{array} \right.$$

$$F_{II} = \left[ m_{ba} \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \right]$$

Será interesante disminuir todo lo que se pueda estas fuerzas, ya que se oponen al movimiento del pistón produciendo un descenso en la fuerza final que llega al cigüeñal.

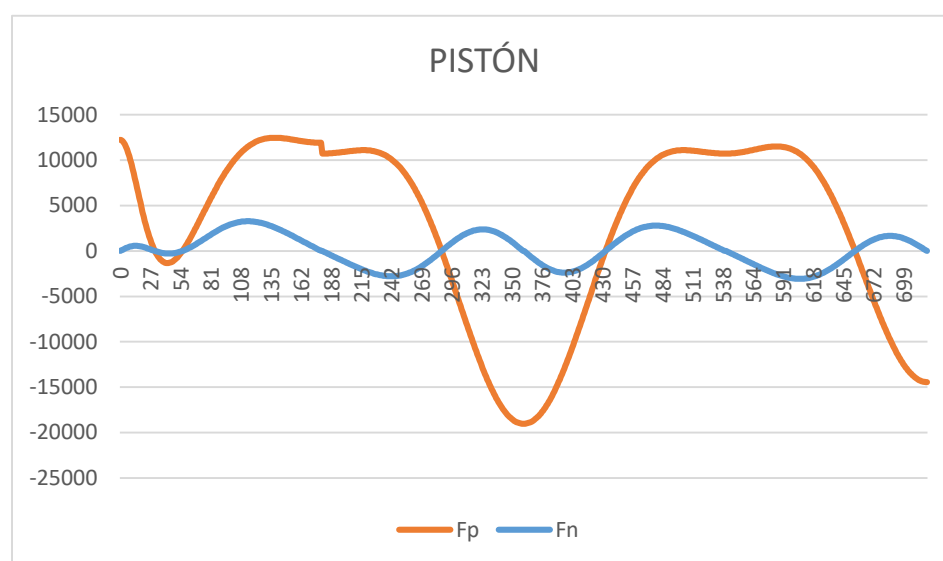
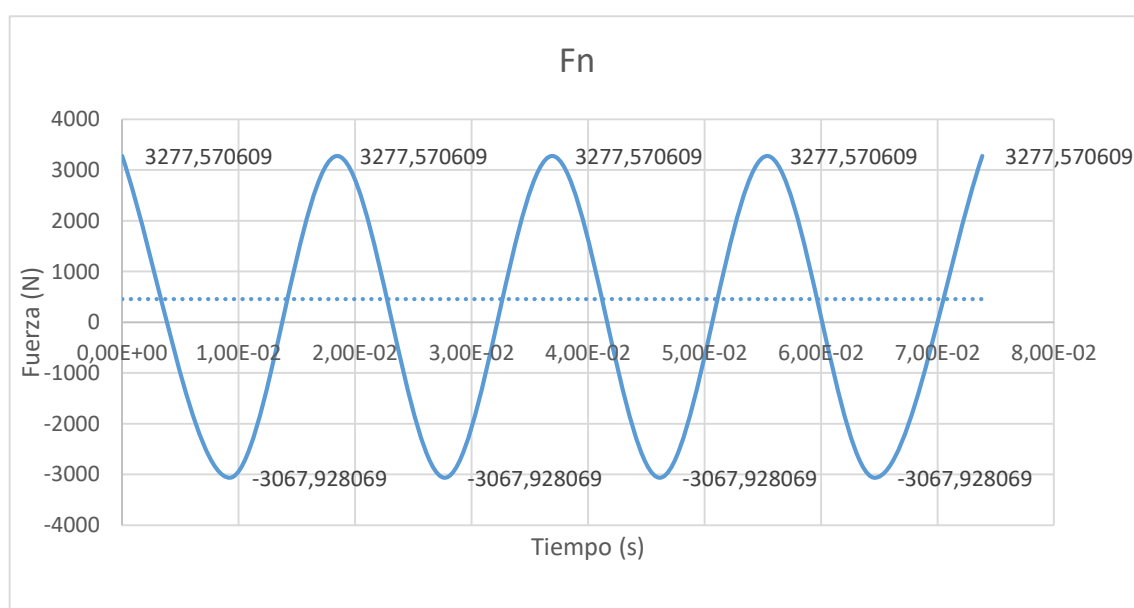
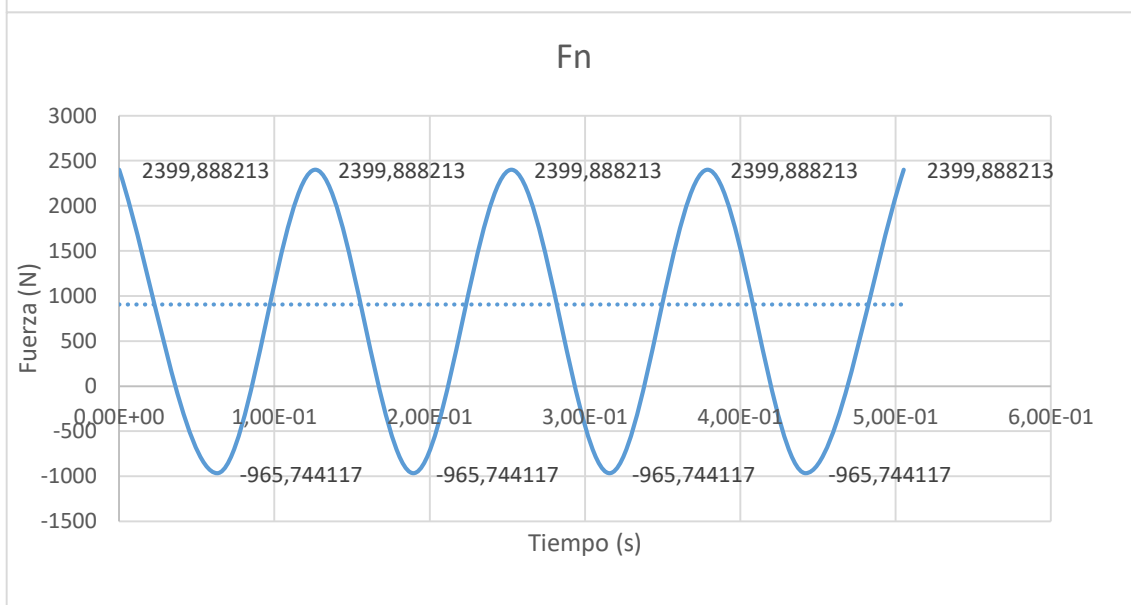
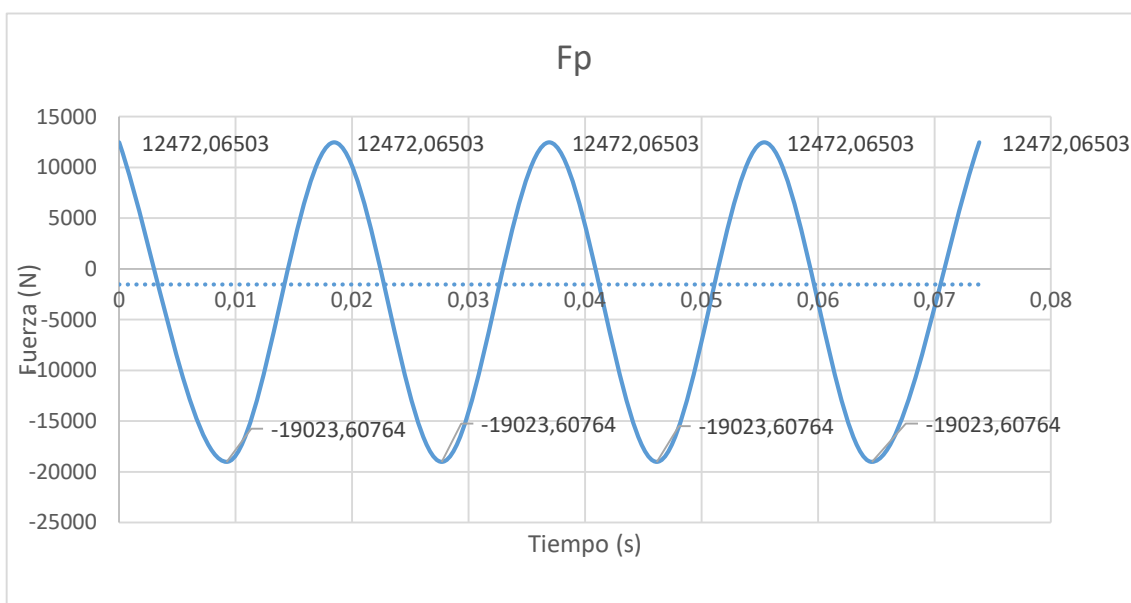
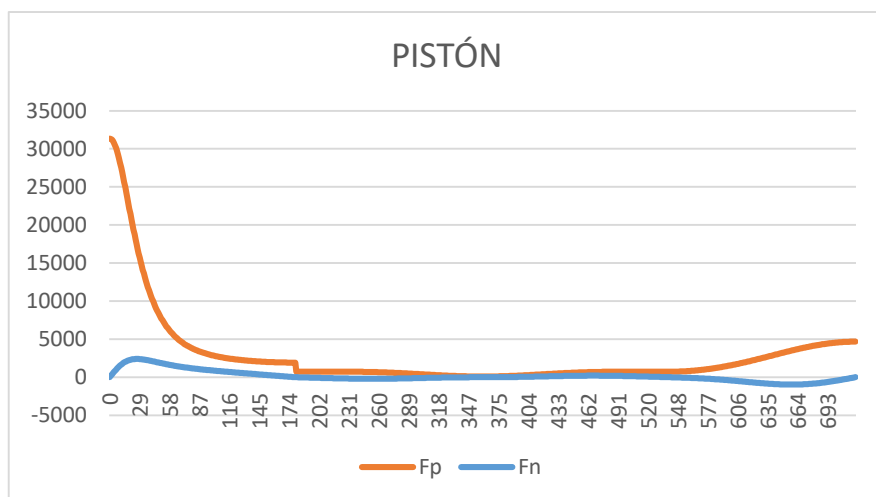


Gráfico 10: Fuerzas sobre el pistón







Fuerza de inercia total (N)/950 r.p.m



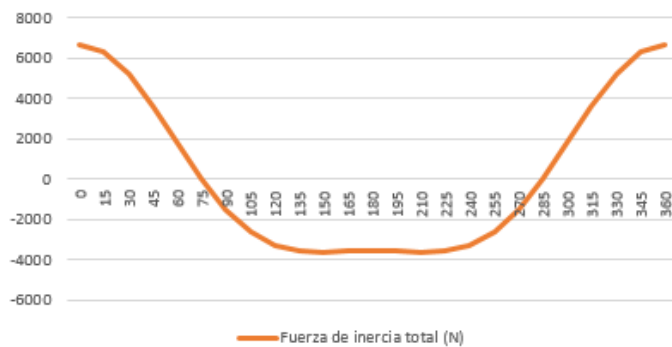
$$F_{\max} = 375,5113683 \text{ N}$$

Fuerza de inercia total (N)/2000 r.p.m



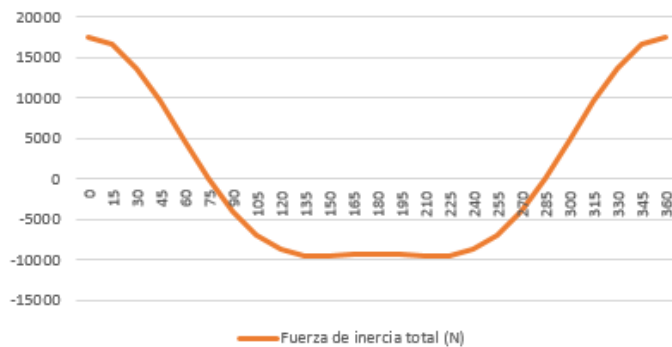
$$F_{\max} = 1664,316314 \text{ N}$$

Fuerza de inercia total (N)/4000 r.p.m



$$F_{\max} = 6657,265256 \text{ N}$$

Fuerza de inercia total (N)/6500 r.p.m



$$F_{\max} = 17579,34107 \text{ N}$$

Fuerza de inercia total (N)/7500 r.p.m



$$F_{\max} = 23404,44816 \text{ N}$$

TABLA COMPARATIVA	
r.p.m	$F_{\text{Inercia}}$
950	375,5113683
2000	1664,316314
4000	6657,265256
6500	17579,34107
7500	23404,44816

Tabla 13: Tabla comparativa fuerzas de inercia

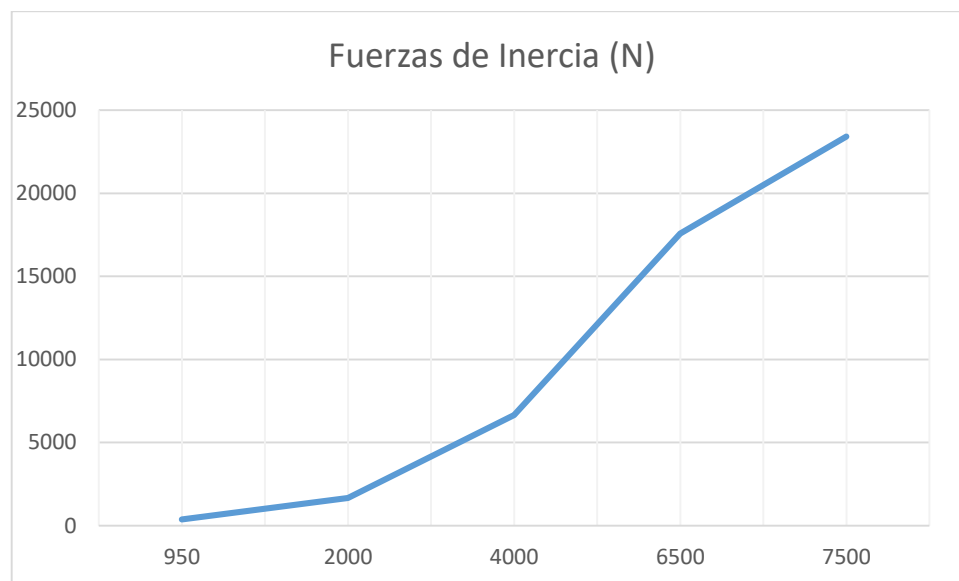


Gráfico 11: Fuerzas de inercia en función de rpm

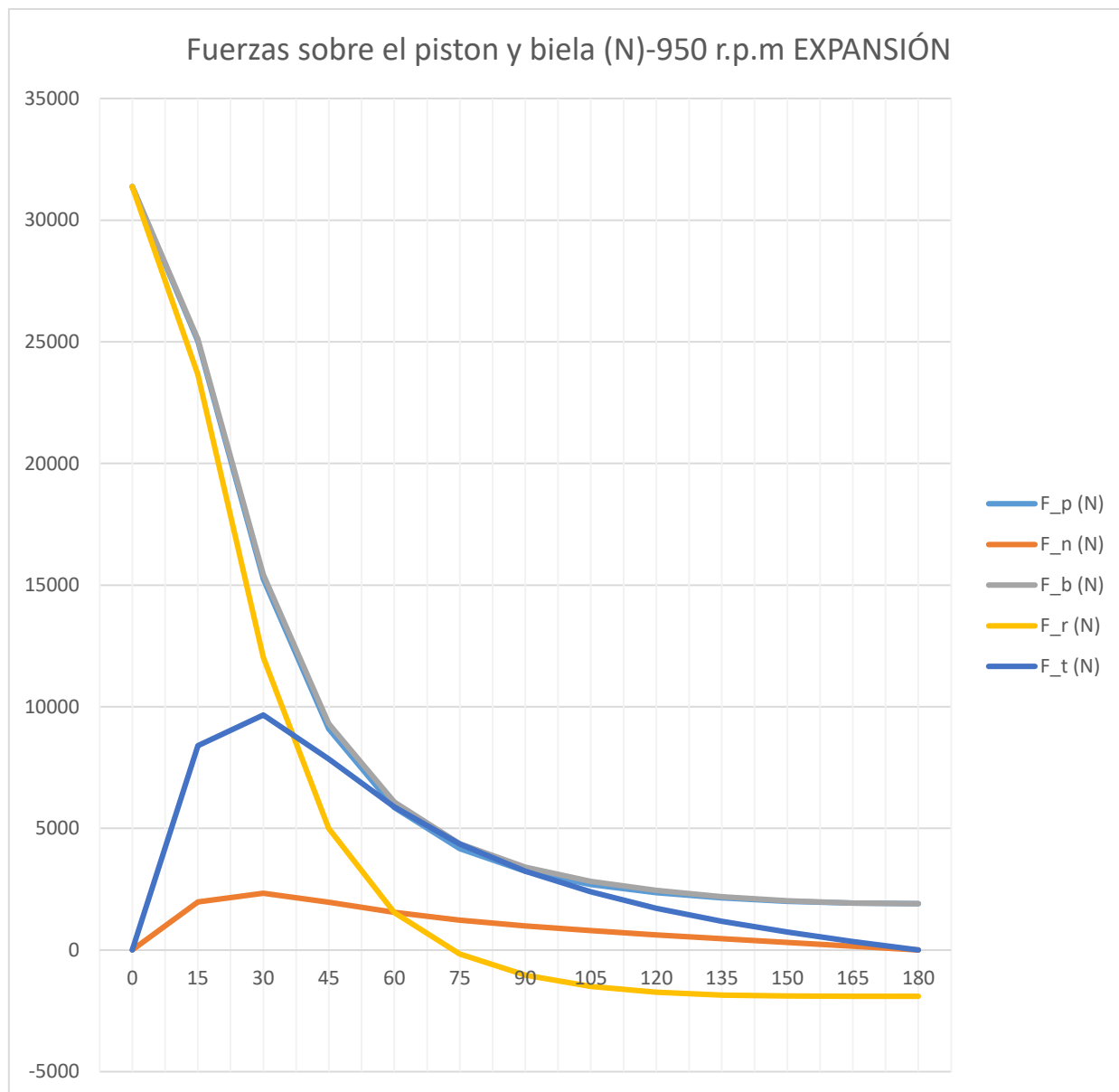


Gráfico 12: Fuerzas en la etapa de expansión 950 rpm

Resultados de las fuerzas máximas a 950 rpm (ralentí):

$$F_{p_{\max}} = 31387,07379 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{b_{\max}} = 31387,07379 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{n_{\max}} = 2331,395953 \text{ N } (30^\circ)$$

$$F_{r_{\max}} = 31387,07379 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{t_{\max}} = 9665,852105 \text{ N } (30^\circ)$$

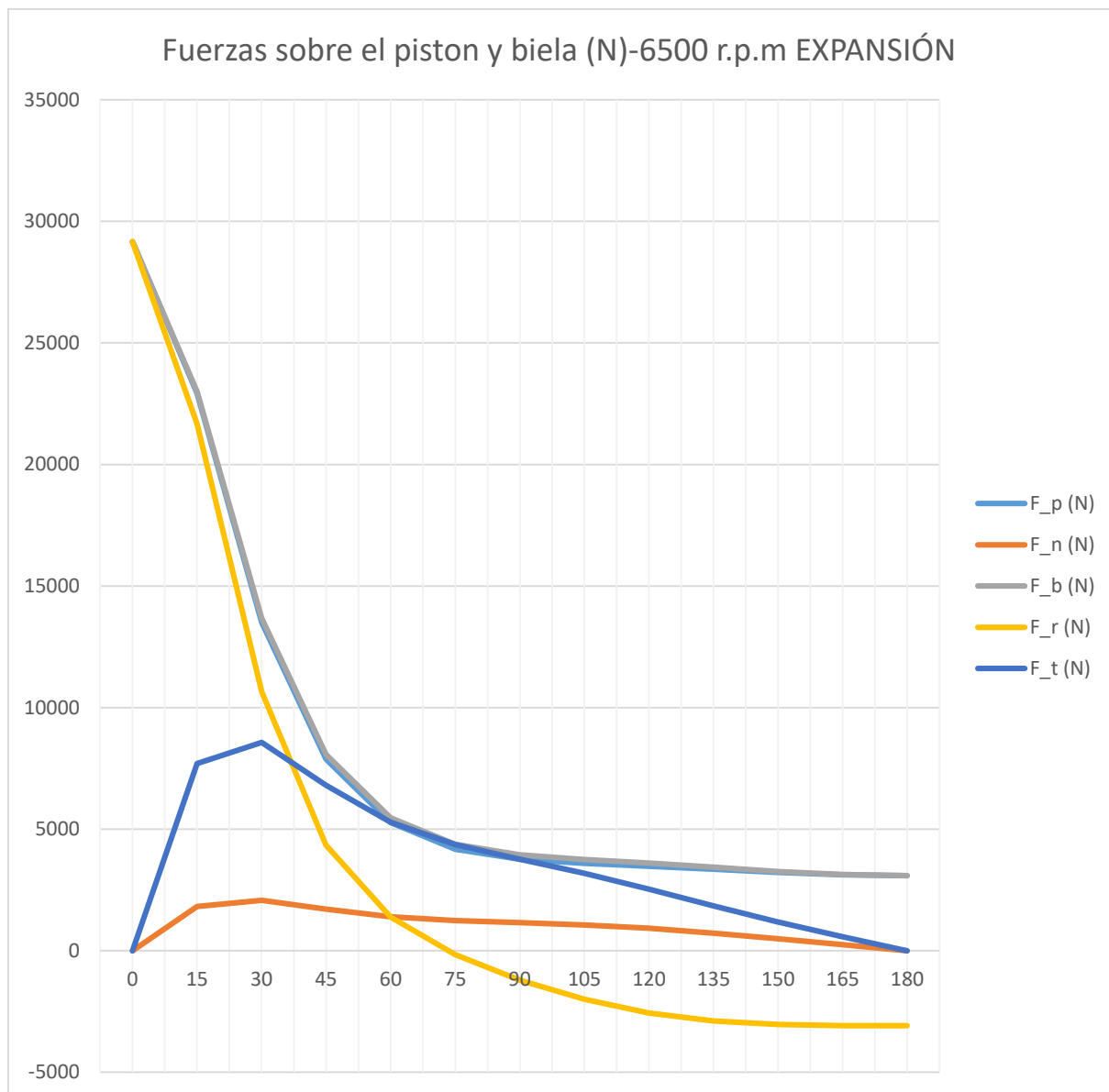


Gráfico 13: Fuerzas en la etapa de expansión 6500 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 6500 rpm (corte de inyección):

$$F_{p_{\max}} = 14183,24409 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{b_{\max}} = 14183,24409 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{n_{\max}} = 2903,351134 \text{ N } (120^\circ)$$

$$F_{r_{\max}} = 14183,24409 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{t_{\max}} = 8498,839597 \text{ N } (105^\circ)$$

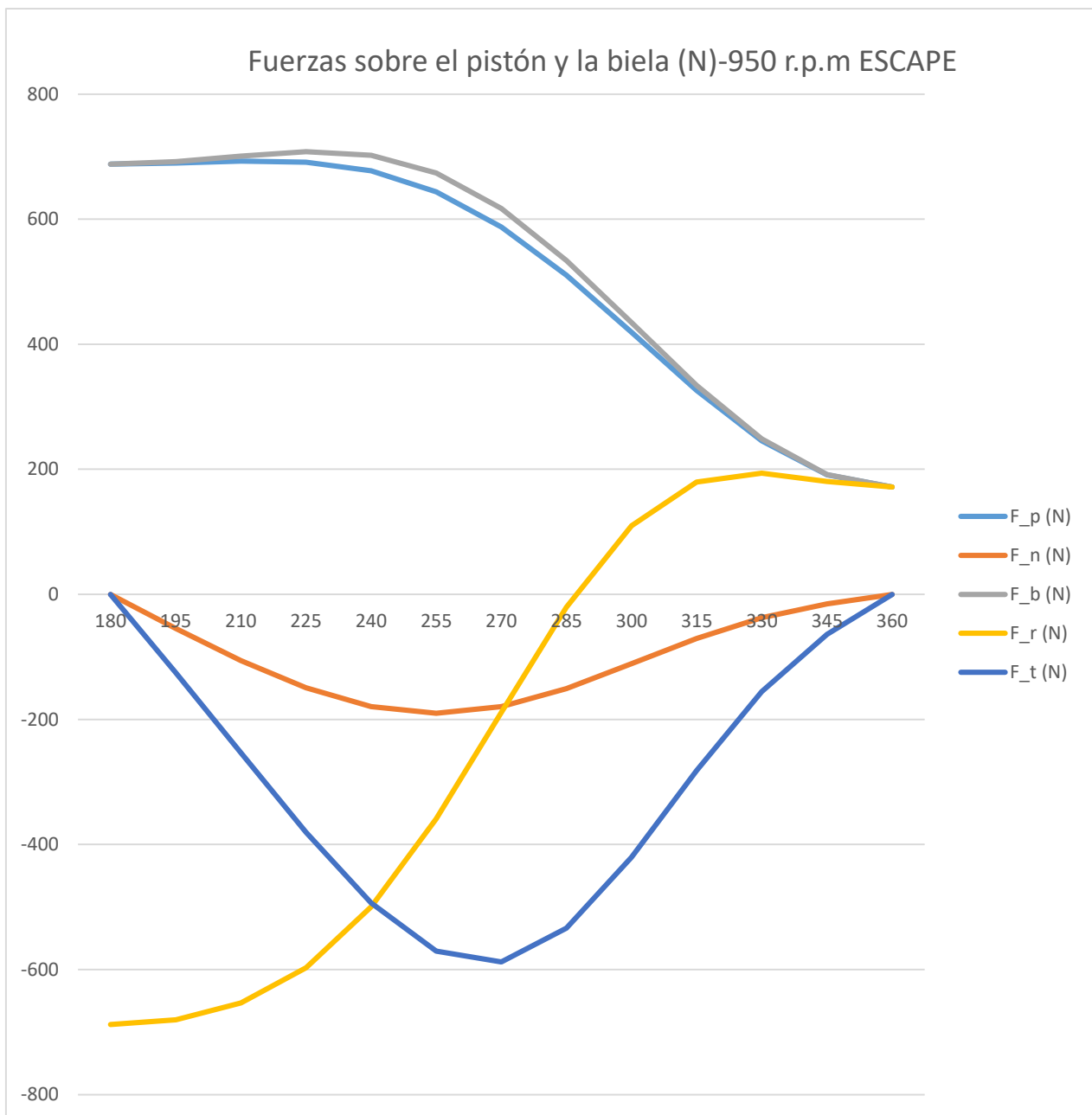


Gráfico 14: Fuerzas en la etapa de escape 950 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 950 rpm (ralentí):

$$F_{p_{\max}} = 692,7238826 \text{ N (210}^\circ\text{)}$$

$$F_{b_{\max}} = 707,9300148 \text{ N (225}^\circ\text{)}$$

$$F_{n_{\max}} = -190,2058263 \text{ N (255}^\circ\text{)}$$

$$F_{r_{\max}} = -687,8334951 \text{ N (180}^\circ\text{)}$$

$$F_{t_{\max}} = -587,6156921 \text{ N (270}^\circ\text{)}$$

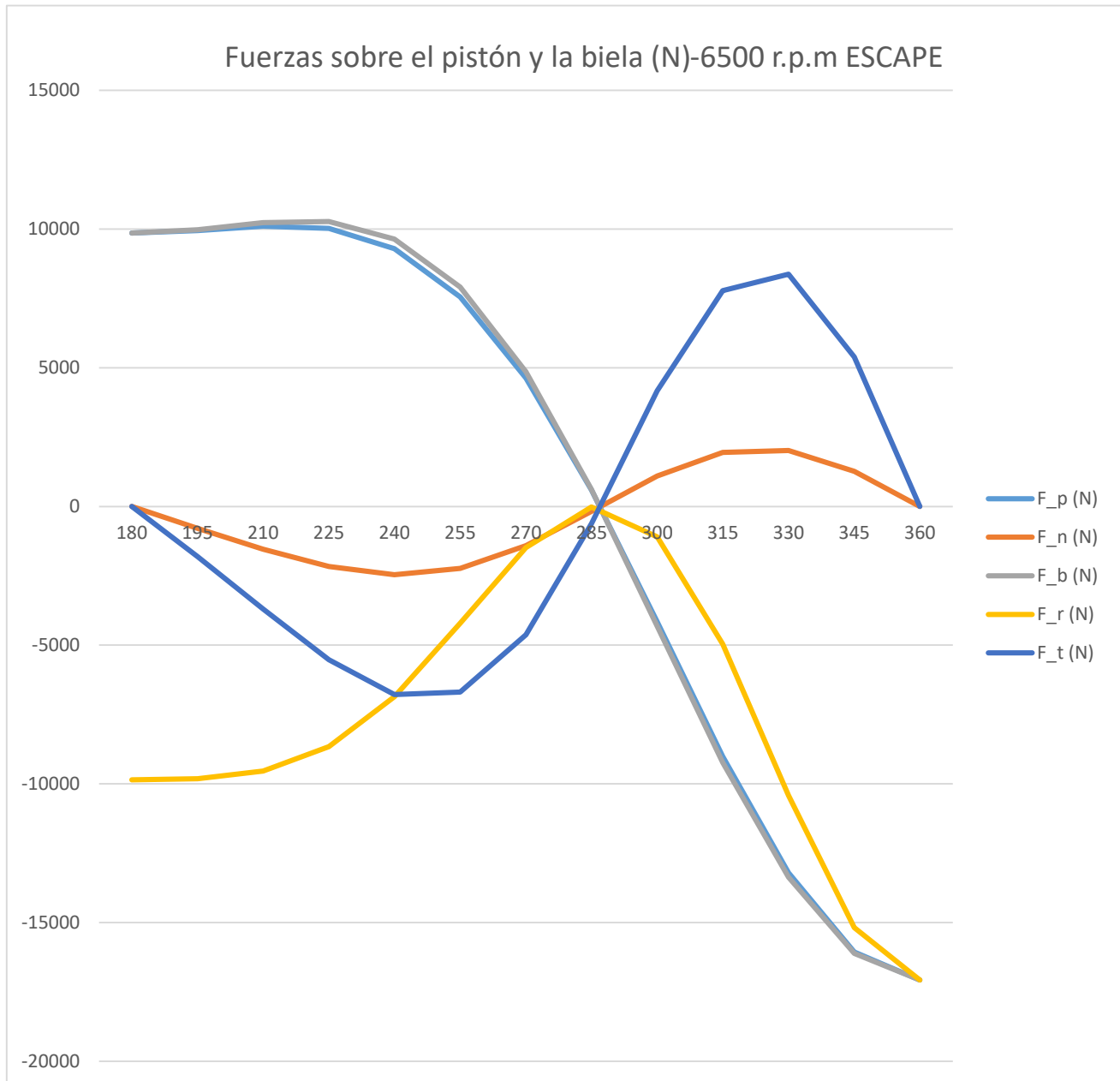


Gráfico 15: Fuerzas en la etapa de escape 6500 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 6500 rpm (corte de inyección):

$$F_{p_{\max}} = -17070,66079 \text{ N (360}^\circ\text{)}$$

$$F_{b_{\max}} = -17070,66079 \text{ N (360}^\circ\text{)}$$

$$F_{n_{\max}} = -2462,859189 \text{ N (240}^\circ\text{)}$$

$$F_{r_{\max}} = -17070,66079 \text{ N (360}^\circ\text{)}$$

$$F_{t_{\max}} = 8374,300001 \text{ N (330}^\circ\text{)}$$

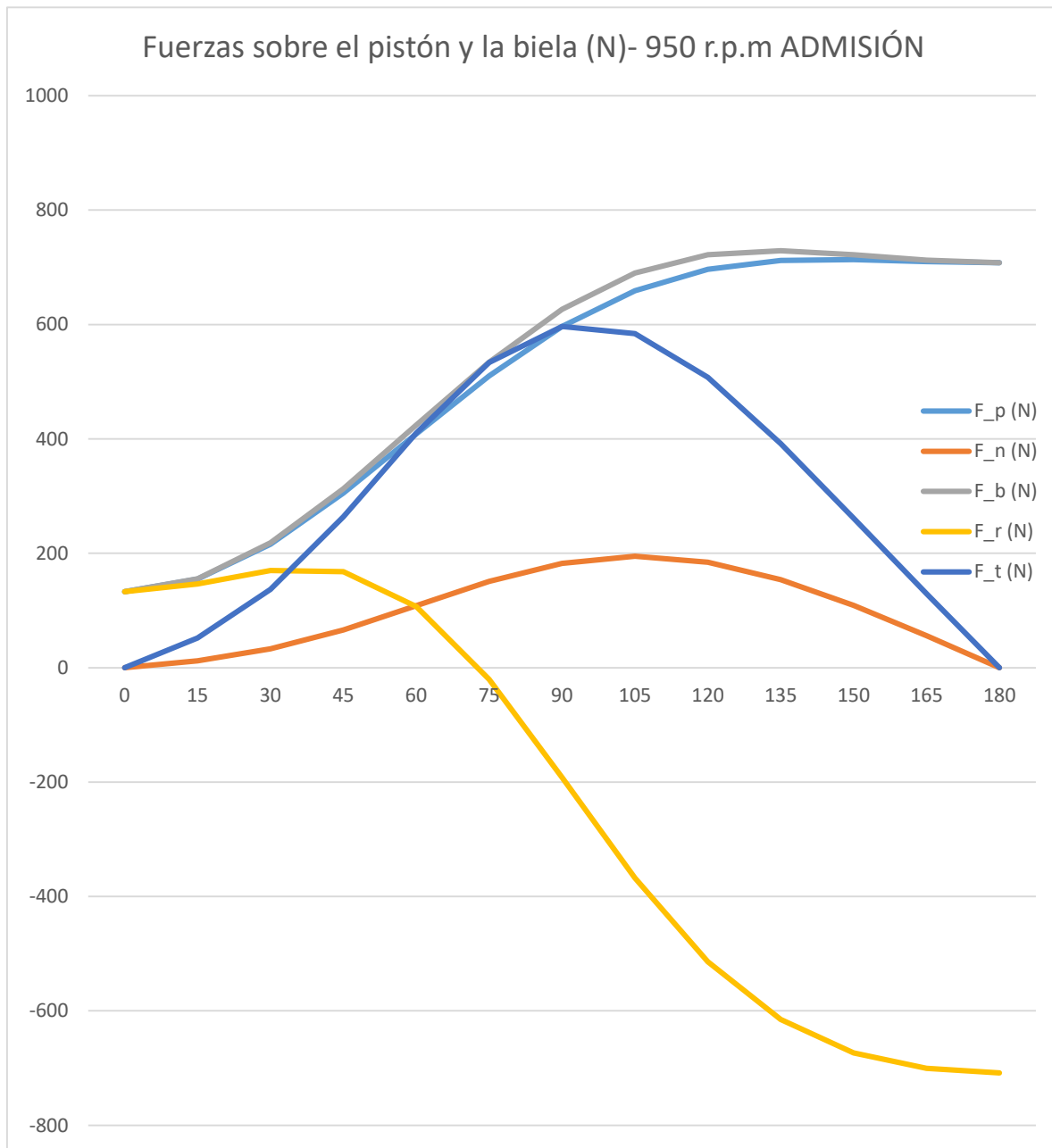


Gráfico 16: Fuerzas en la etapa de admisión 950 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 950 rpm (ralentí):

$$F_{p_{\max}} = 713,741208 \text{ N (150}^\circ\text{)}$$

$$F_{b_{\max}} = 729,275792 \text{ N (135}^\circ\text{)}$$

$$F_{n_{\max}} = 194,765632 \text{ N (105}^\circ\text{)}$$

$$F_{r_{\max}} = -708,29235 \text{ N (180}^\circ\text{)}$$

$$F_{t_{\max}} = 596,629922 \text{ N (90}^\circ\text{)}$$



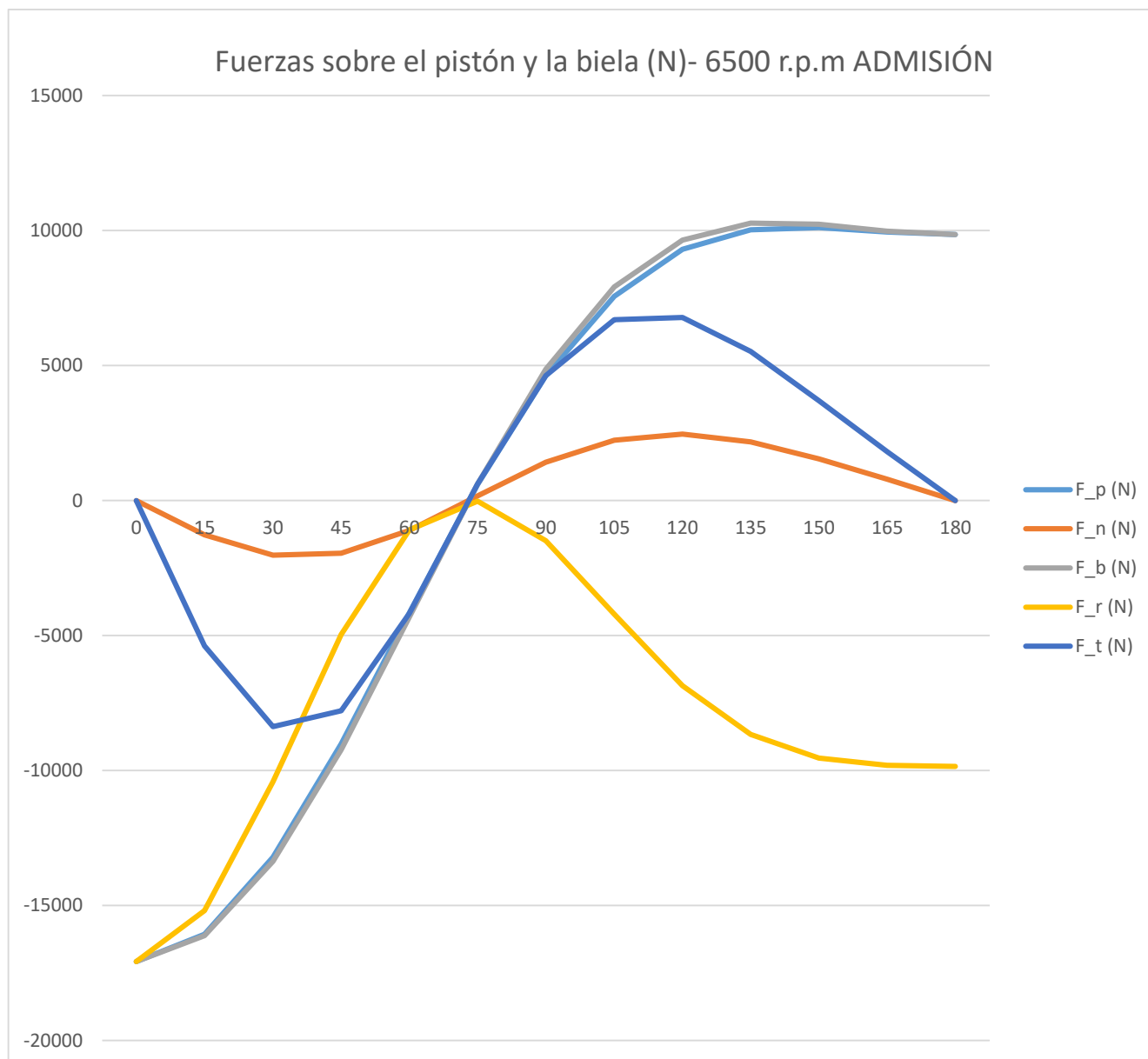


Gráfico 17: Fuerzas en la etapa de admisión 6500 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 6500 rpm (corte de inyección):

$$F_{p_{\max}} = -17070,661 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{b_{\max}} = -17070,661 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{n_{\max}} = 2462,85919 \text{ N } (120^\circ)$$

$$F_{r_{\max}} = -17070,661 \text{ N } (0^\circ)$$

$$F_{t_{\max}} = -8374,3 \text{ N } (30^\circ)$$

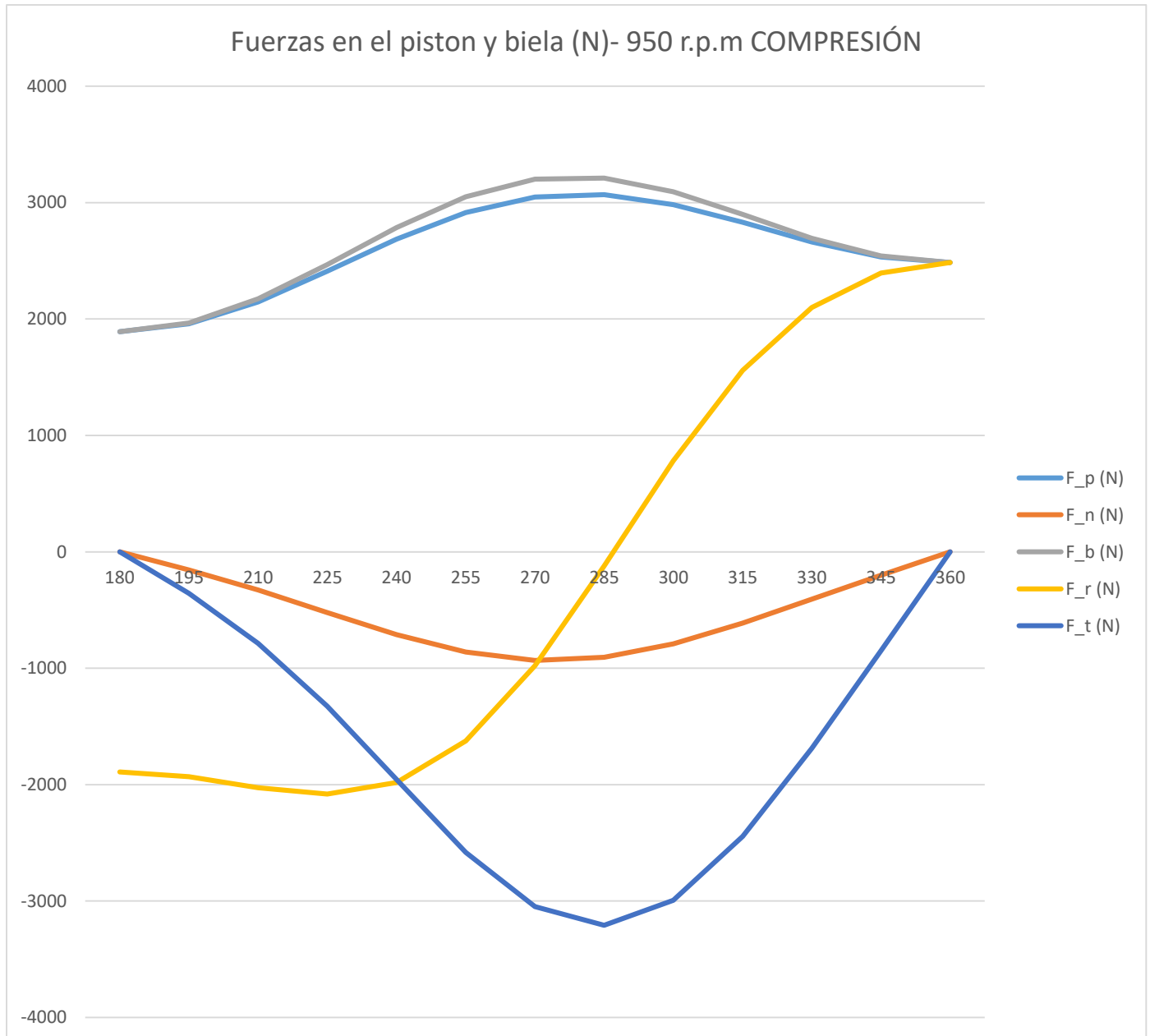


Gráfico 18: Fuerzas en la etapa de compresión 950 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 950 rpm (ralentí):

$$F_{p_{\max}} = 3068,18875 \text{ N (285}^\circ\text{)}$$

$$F_{b_{\max}} = 3211,53219 \text{ N (285}^\circ\text{)}$$

$$F_{n_{\max}} = -932,27042 \text{ N (270}^\circ\text{)}$$

$$F_{r_{\max}} = 2486,30851 \text{ N (360}^\circ\text{)}$$

$$F_{t_{\max}} = -3209,2014 \text{ N (285}^\circ\text{)}$$

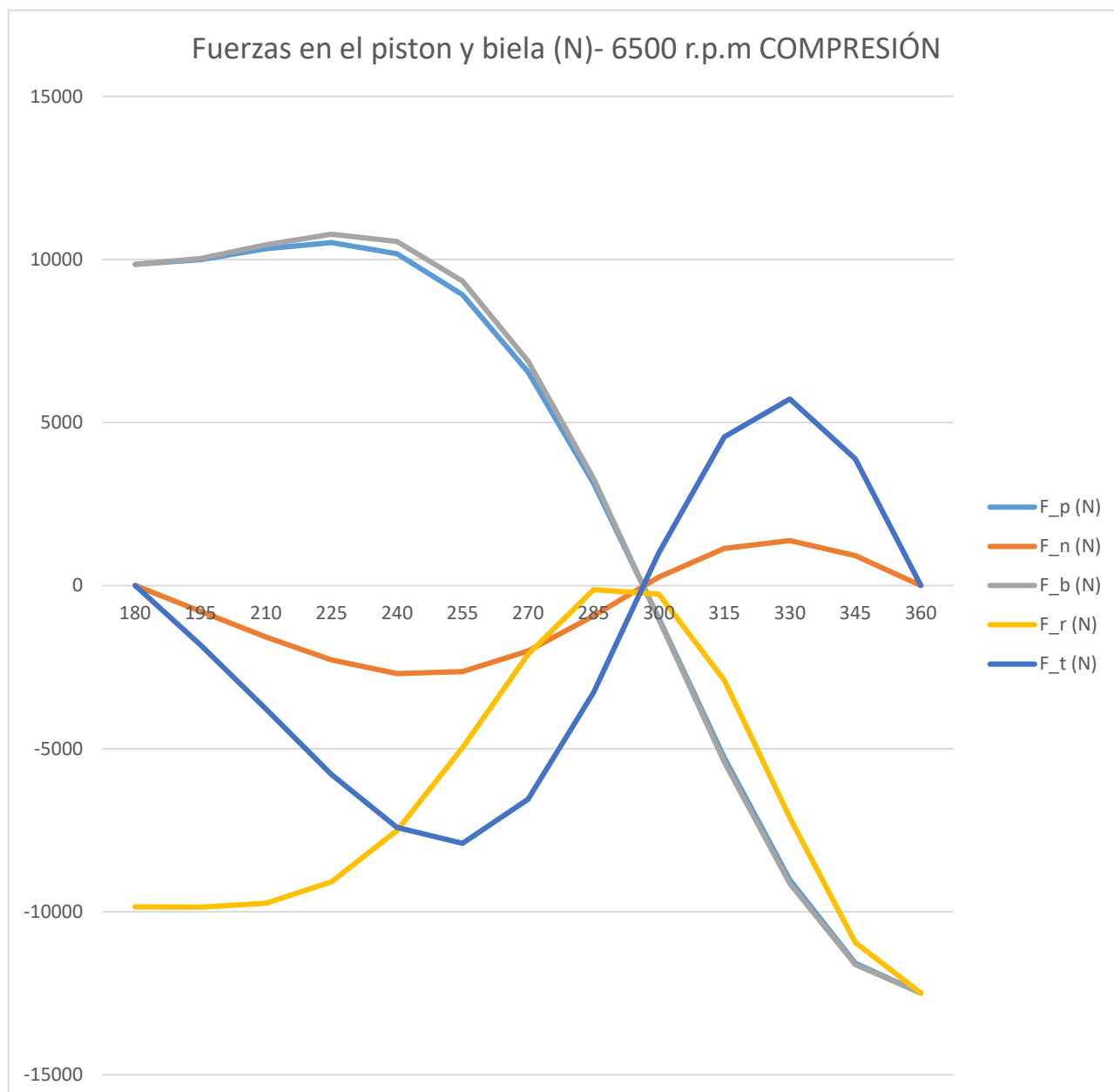


Gráfico 19: Fuerzas en la etapa de compresión 6500 rpm

Resultado de las fuerzas máximas a 6500 rpm (corte de inyección):

$$F_{p_{\max}} = -12492,538 \text{ N (36}^\circ\text{)}$$

$$F_{b_{\max}} = -12492,538 \text{ N (360}^\circ\text{)}$$

$$F_{n_{\max}} = -2695,2087 \text{ N (240}^\circ\text{)}$$

$$F_{r_{\max}} = -12492,538 \text{ N (360}^\circ\text{)}$$

$$F_{t_{\max}} = -7903,1828 \text{ N (255}^\circ\text{)}$$

TABLA COMPARATIVA					
	r.p.m	ETAPA DE EXPANSIÓN	ETAPA DE ESCAPE	ETAPA DE ADMISIÓN	ETAPA DE COMPRESIÓN
<b>F<sub>p</sub><sub>max</sub></b>	950	31.387,07379	692,7238826	713,741208	3.068,18875
	6500	14.183,24409	-17.070,661	-17.070,661	-12.492,538
<b>F<sub>b</sub><sub>max</sub></b>	950	31.387,07379	707,9300148	729,275792	3.211,53219
	6500	14.183,24409	-17.070,661	-17.070,661	-12.492,538
<b>F<sub>n</sub><sub>max</sub></b>	950	2.331,39595	-190,205826	194,765632	-932,27042
	6500	2.903,35113	-2.462,8592	2.462,8592	-2.695,2087
<b>F<sub>r</sub><sub>max</sub></b>	950	31.387,07379	-687,833495	-708,29235	2.486,30851
	6500	14.183,24409	-17.070,661	-17.070,661	-12.492,538
<b>F<sub>t</sub><sub>max</sub></b>	950	9.665,85210	-587,615692	596,629922	-3.209,2014
	6500	8.498,83959	8.374,30000	-8.374,30000	-7.903,1828

Tabla 14: Tabla comparativa F(N) en distintas etapas y regímenes

## MEJORAS DE LOS ELEMENTOS

En primer lugar, cabe decir que en función de la finalidad que busque el interesado será más ventajoso realizar unas mejoras u otras.

A la hora de mejorar los elementos de un motor de combustión interna, existen numerosos métodos, pero en este proyecto únicamente se explicarán los más interesantes desde el lado de la seguridad.

Métodos para mejorar los elementos:

1. Cambio de materiales y procesos de fabricación.
2. Aligerar elementos que participan en el movimiento alternativo.

### CAMBIO DE MATERIALES Y PROCESOS DE FABRICACIÓN

Para poder mejorar la fiabilidad del motor o para aumentar su potencia y rendimiento, en primer lugar, será necesario cambiar de materiales y procesos de fabricación de los elementos más importantes.

Será necesario comprender, que un motor de combustión interna siempre va a “freno”. Esto significa que, por su propio pie, siempre intentará frenarse. Por ello, a la hora de seleccionar un material para fabricarlo, también habrá que tener en cuenta su peso. Cuanto menos mejor.

En la mecánica del automóvil los materiales más utilizados son los fabricados mediante forja. Esto se debe, a que le confiere unas características mucho más ventajosas para realizar su trabajo. Los materiales forjados tienen altas propiedades mecánicas:

- Tenacidad
- Ductilidad
- Resistencia a fatiga
- Resistencia a la corrosión

También se pueden utilizar materiales distintos al acero, como son por ejemplo la cerámica y titanio.

El principal inconveniente que tienen estos materiales es su coste. En la Fórmula 1 utilizan muchos elementos cerámicos.

Estos materiales cerámicos aguantan altas temperaturas y su resistencia a la fatiga son muy elevadas, en cambio son materiales muy frágiles.

En las siguientes tablas (ANEXO) se pueden comparar las propiedades mecánicas de distintos materiales.

**TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería**  
 Datos provenientes de varias fuentes. \* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Tabla 15: Propiedades de algunos elementos

Como puede verse en la tabla 15, el Titanio sería uno de los mejores elementos, ya que combina unas grandes propiedades elásticas, mecánicas, y todo ello combinado con una densidad de masa muy baja.

**TABLA C-2 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio forjado**  
 Datos provenientes de varias fuentes. \* Valores aproximados. Consulte los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de aluminio forjado	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia a la fatiga a 5E8 ciclos		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1100	recocido en hoja	5	34	13	90			35	23
	laminado en frío	22	152	24	165			5	44
2024	recocido en hoja	11	76	26	179			20	-
	tratamiento térmico	42	290	64	441	20	138	19	-
3003	recocido en hoja	6	41	16	110			30	28
	laminado en frío	27	186	29	200			4	55
5052	recocido en hoja	13	90	28	193			25	47
	laminado en frío	37	255	42	290			7	77
6061	recocido en hoja	8	55	18	124			25	30
	tratamiento térmico	40	276	45	310	14	97	12	95
7075	recocido en barra	15	103	33	228			16	60
	tratamiento térmico	73	503	83	572	14	97	11	150

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Tabla 16: Propiedades del aluminio forjado

**TABLA C-5 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de titanio**  
 Datos de INCO. \* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de titanio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2 %)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Ti-35A	recocido en hoja	30	207	40	276	30	135HB
Ti-50A	recocido en hoja	45	310	55	379	25	215HB
Ti-75A	recocido en hoja	75	517	85	586	18	245HB
Aleación Ti-0.2Pd	recocido en hoja	45	310	55	379	25	215HB
Aleación Ti-6 Al-2.5 Sn	recocido	125	862	135	931	13	39HRC
Aleación Ti-8 Al-1 Mo-1 V	recocido en hoja	130	896	140	965	13	39HRC
Aleación Ti-8 Al-12 Sn-4 Zr-2 Mo	recocido en barra	130	896	140	965	15	39HRC
Aleación Ti-8 Al-6 V-2 Sn	recocido en hoja	155	1 069	165	1 138	12	41HRC
Aleación Ti-6 Al-2 V	recocido en hoja	130	896	140	965	13	39HRC
Aleación Ti-6 Al-4 V	tratamiento térmico	165	1 138	175	1 207	12	—
Aleación Ti-13 V-11 Cr-3 Al	recocido en hoja	130	896	135	931	13	37HRC
Aleación Ti-13 V-11 Cr-3 Al	tratamiento térmico	170	1 172	180	1 241	6	—

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

Tabla 17: Aleaciones de titanio

## ALIGERAR ELEMENTOS QUE PARTICIPAN EN EL MOVIMIENTO ALTERNATIVO

Como ya se ha visto en este proyecto. Las fuerzas de inercia son muy importantes en el estudio del movimiento alternativo que realiza un motor de combustión interna.

Ha quedado demostrado que, a medida que se aumenta el régimen de giro, las fuerzas de inercia crecen de forma exponencial. Por ello, una disminución del peso de estos elementos, conllevaría una disminución de estas fuerzas en mucha más media.

En un motor de combustión interna, lo que se ha de buscar es que las fuerzas que llegan al cigüeñal sean lo más fuertes posibles, ya que estas son las que proporcionan el par al motor.

Para que estas fuerzas que proporcionan el par al cigüeñal sean lo más altas posibles, una forma consiste en aligerar todos los elementos que intervienen en el movimiento alternativo.

Para aligerar estos elementos, será necesario fabricarlos en otros materiales más resistentes como se ha señalado en el apartado anterior.

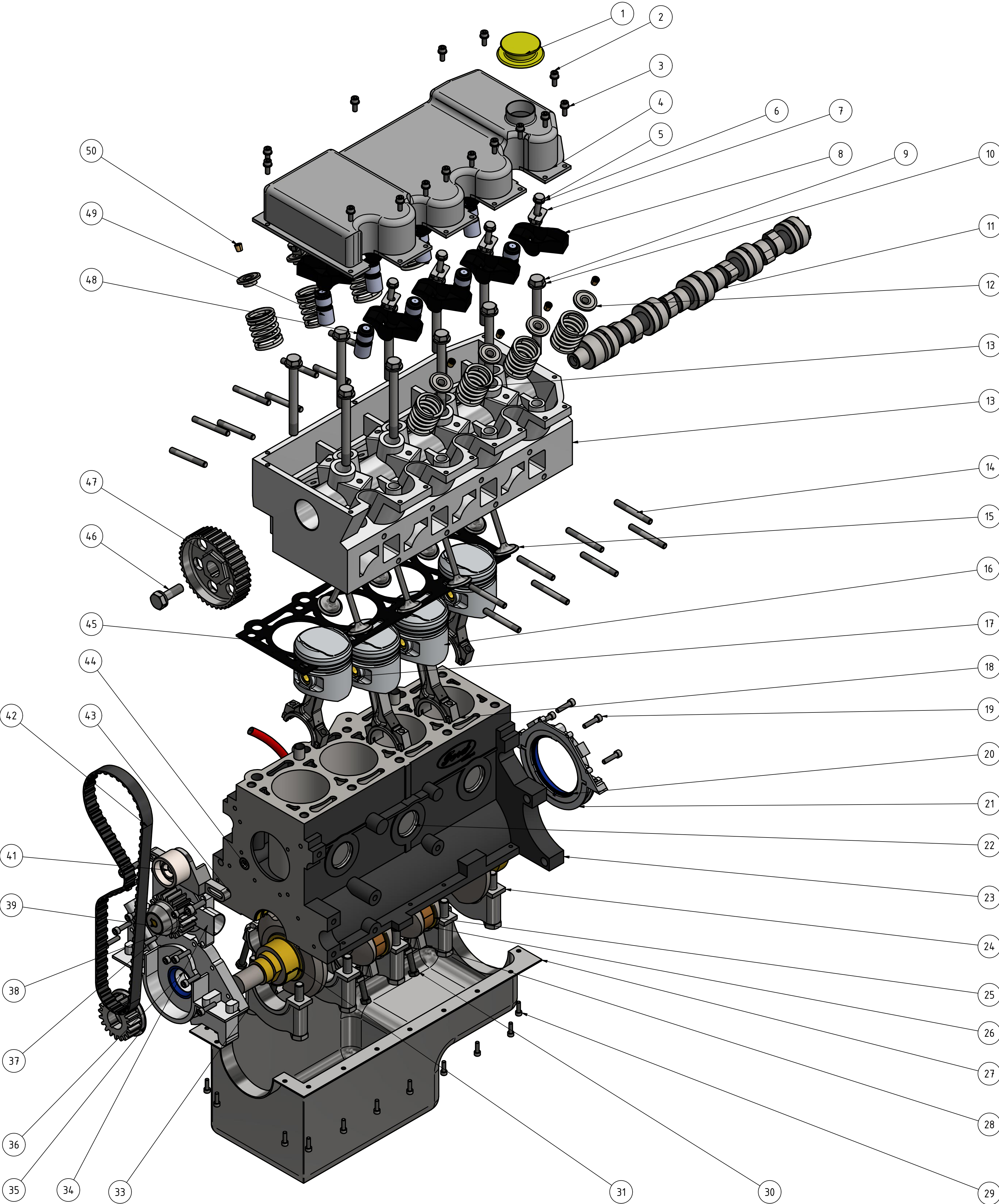
En caso de aligerarse indebidamente y sin modificar el material, la fiabilidad del motor quedaría reducida en gran medida, en el mejor de los casos.

En este proyecto, y debido a la escasez de tiempo, no se explica cómo llevar a cabo el aligeramiento de los elementos, pero queda como tarea pendiente para realizar en el montaje real del motor.



# FORD MOTORSPORT

## 1600 Xr3i



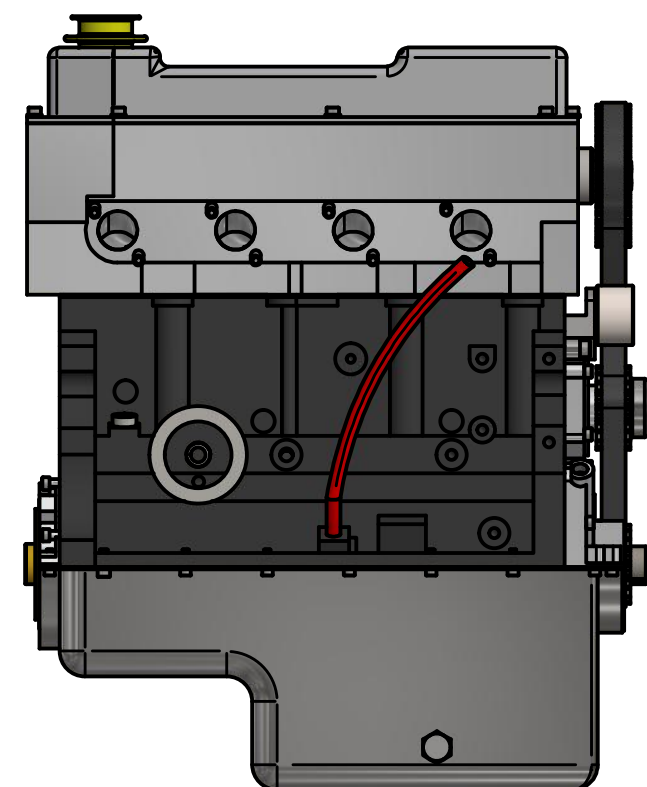
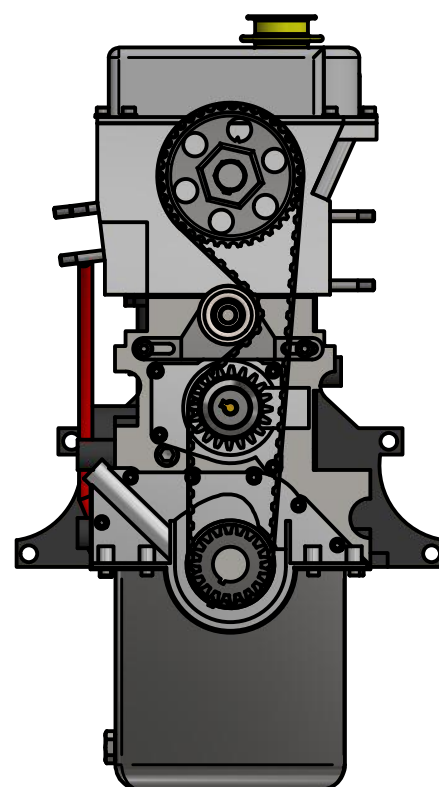
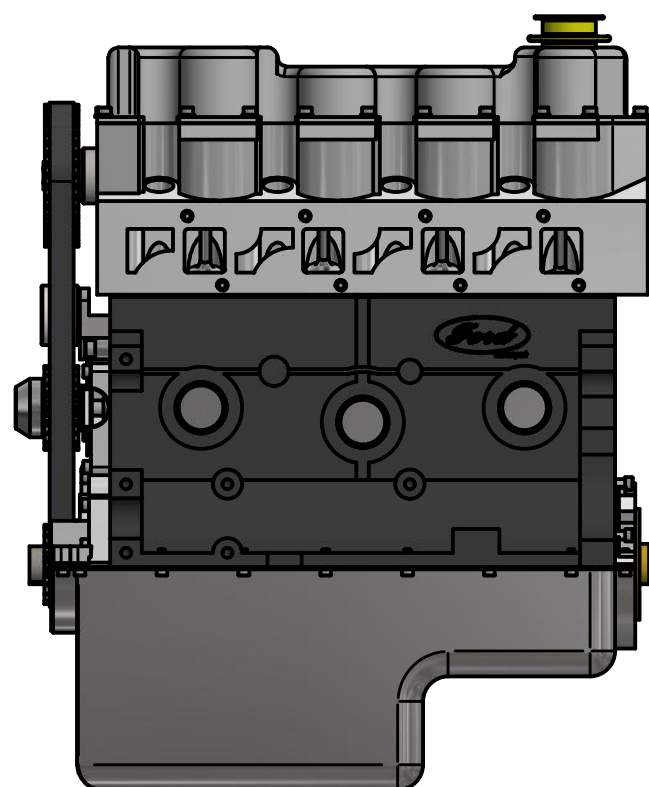
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tapón tapa de balancines	
2	16	M6 x 16	ISO 4762
3	15	Arandelas M6	ISO 7089
4	1	Tapa de balancines	
5	8	M8 x 1 x 45	ISO 8765
5	10	M12 x 80	DIN 6914
6	8	Arandelas M8	ISO 7089
7	8	Balancín 2	Plano 04
8	8	Balancín 1	Plano 03
9	10	M12 x 120	DIN 7990
10	11	Arandelas M12	ISO 7089
11	1	Árbol de levas	Plano 02
12	8	Muelle válvulas	
13	1	Culata	Plano16
13	1	Rodamiento 7200B	DIN 628
14	16	M8 x 55	DIN 835
15	8	Válvulas	Plano 28
15	1	Casquillo intermedio bomba de agua	
16	1	Paletas bomba de agua	Plano 21
16	4	Pistón	Plano 23
17	4	Bulón sujeción pistón	Plano 09
18	4	Biela parte superior	Plano 07
19	14	M6 x 25	ISO 4762
20	1	Retén cigüeñal	PAYEN NB847
21	1	Soporte refén cigüeñal	Plano 14
22	3	Tapón lateral agua	Plano 26
22	1	Tapón frontal agua	Plano 26
23	1	Bloque motor	Plano 01
24	5	Apoyos de bancada	Plano 05
25	8	Semicasquillo biela	Plano 25
26	1	Cigüeñal	Plano 12
27	1	Cárter de aceite	Plano 10
28	4	Biela parte inferior	Plano 06
29	17	M5 x 16	ISO 4762
29	1	Rodamiento tensor	
30	8	M8 x 50	ISO 4016
31	10	Casquillos de bancada	Plano 11
32	1	M12 x 30	DIN 6914
33	1	Bomba de aceite	Plano 13
34	1	Cuerpo bomba de agua	Plano 22
35	1	Polea cigüeñal	Plano 20
36	1	Retén bomba de aceite	PAYEN NB645
37	2	M8 x 25	ISO 4762
38	1	Polea bomba de agua	Plano 20
39	1	Eje bomba de agua	
41	1	Eje rueda tensora correa distribución	Plano 17
42	1	Correa síncrona de distribución	Dayko KTB207
43	1	Soporte tensor correa distribución	Plano 15
44	3	M12 x 20	ISO 4762
45	1	Junta de culata	REINZ 61-24840-20
46	1	M12 x 40	DIN 6914
47	1	Polea distribución árbol de levas	Plano 18
48	8	Taqué hidráulico 1	Plano 27
49	8	Taqué hidráulico 2	Plano 27
50	16	Casquillos válvulas	

Nombre	Fecha	Firma
Dibujo: Adrián Osma	12/04/2017	
Revisado:		
Norma:		
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.	
1/3	DESPIECE MOTOR FORD 1600 Xr3i	

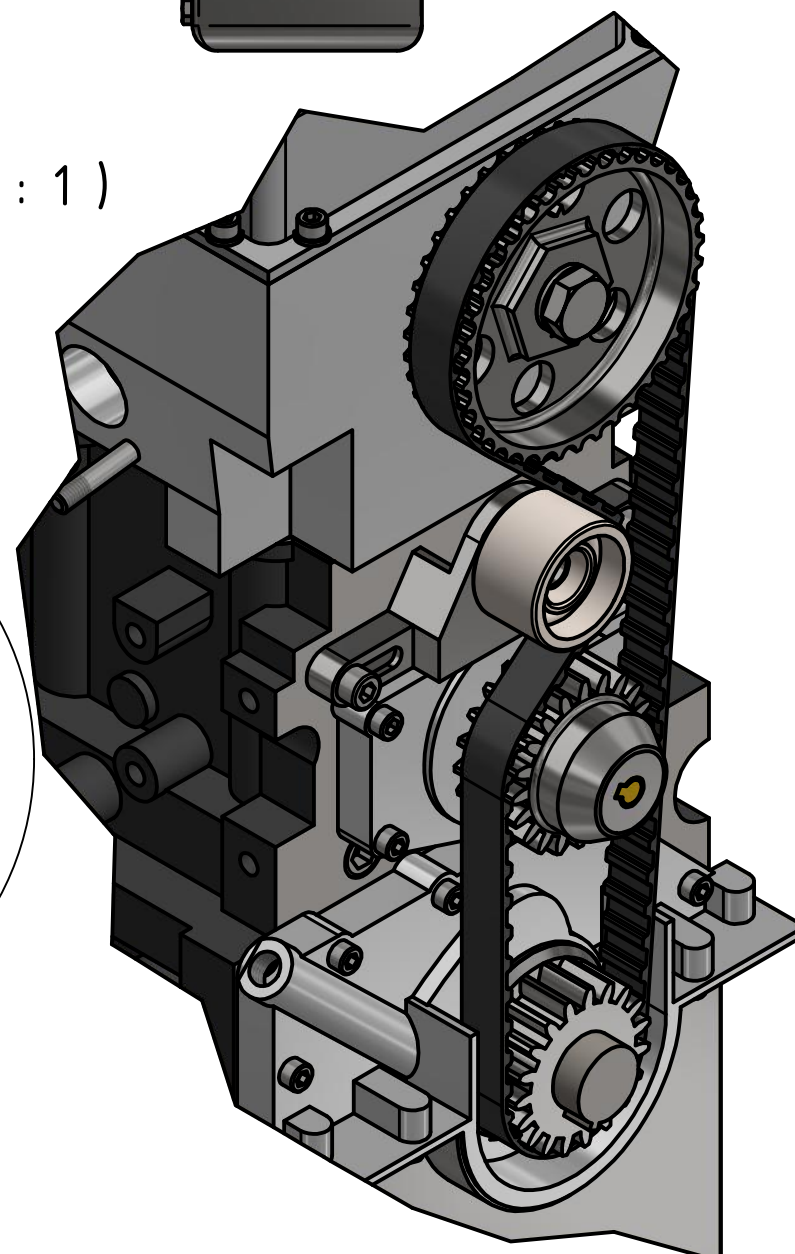
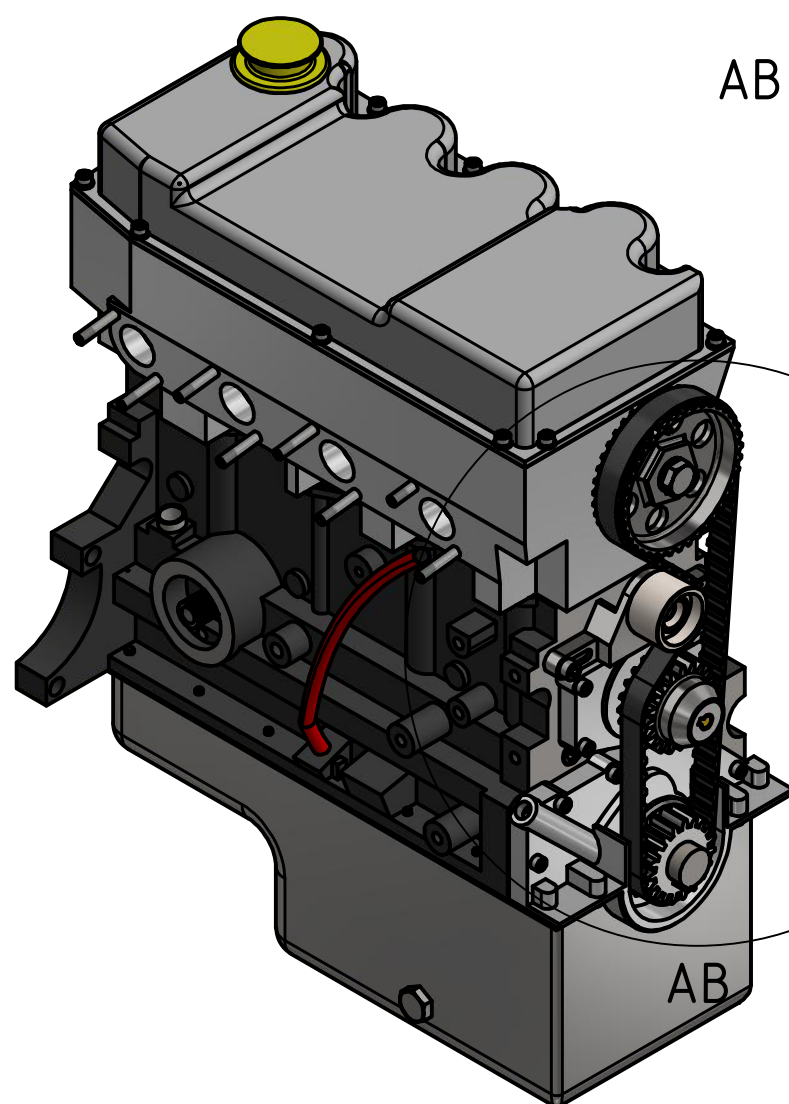
UNIVERSIDAD DE LA RIOJA

Plano nº 000




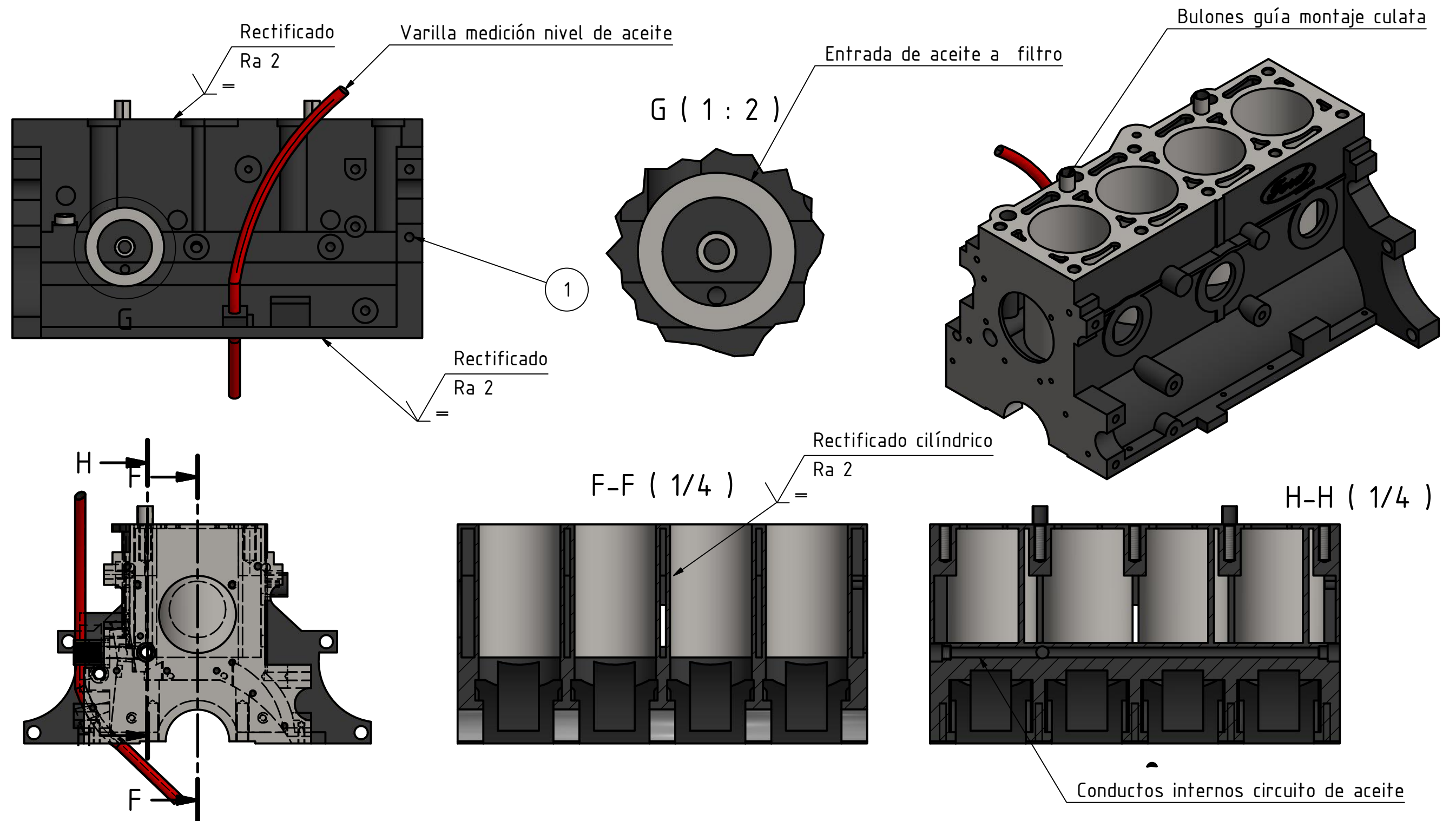


AB ( 0,40 : 1 )




Una vez se ha montado la correa de la distribución, puede pasar a rellenarse de aceite y a moverse a mano dando vueltas con una llave directamente sobre la polea del cigüeñal

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE MOTOR FORD 1600 Xr3i			Plano nº 00

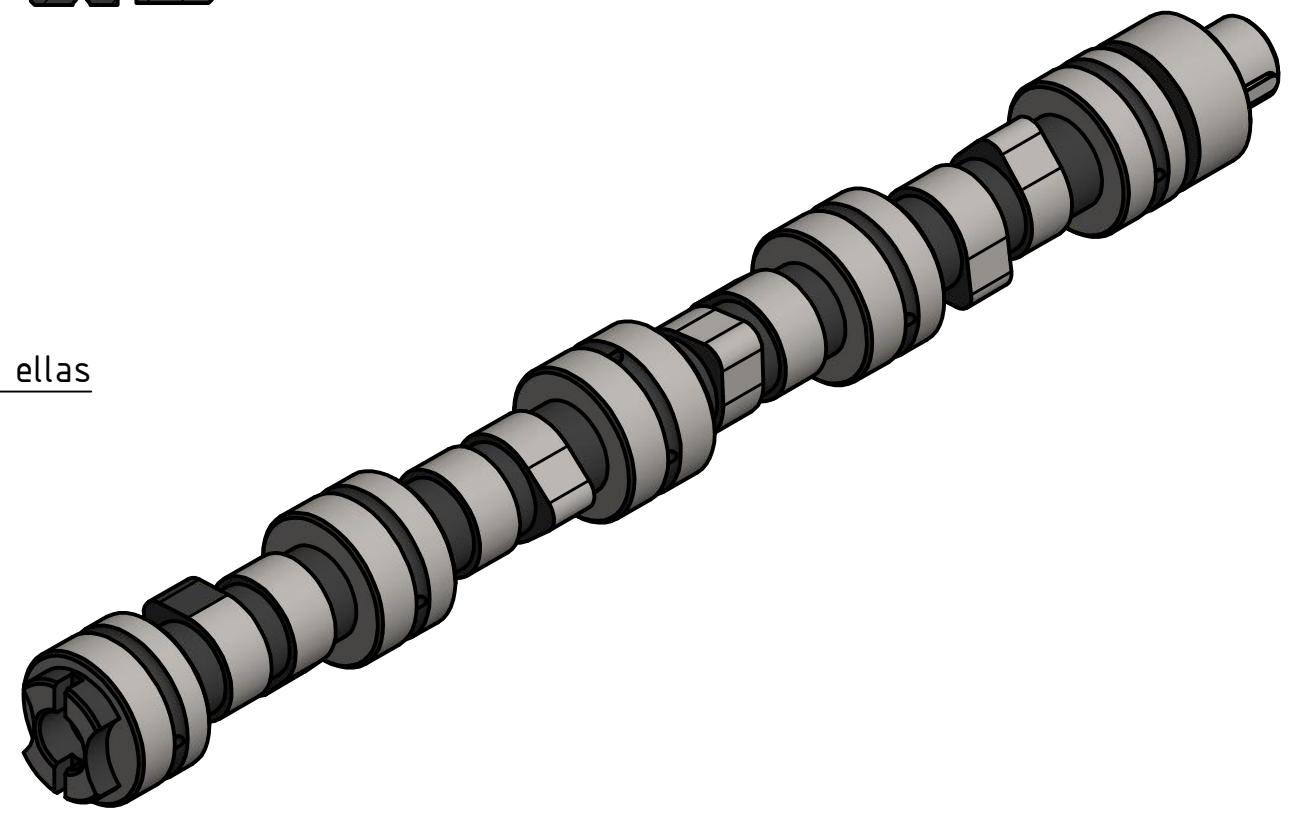
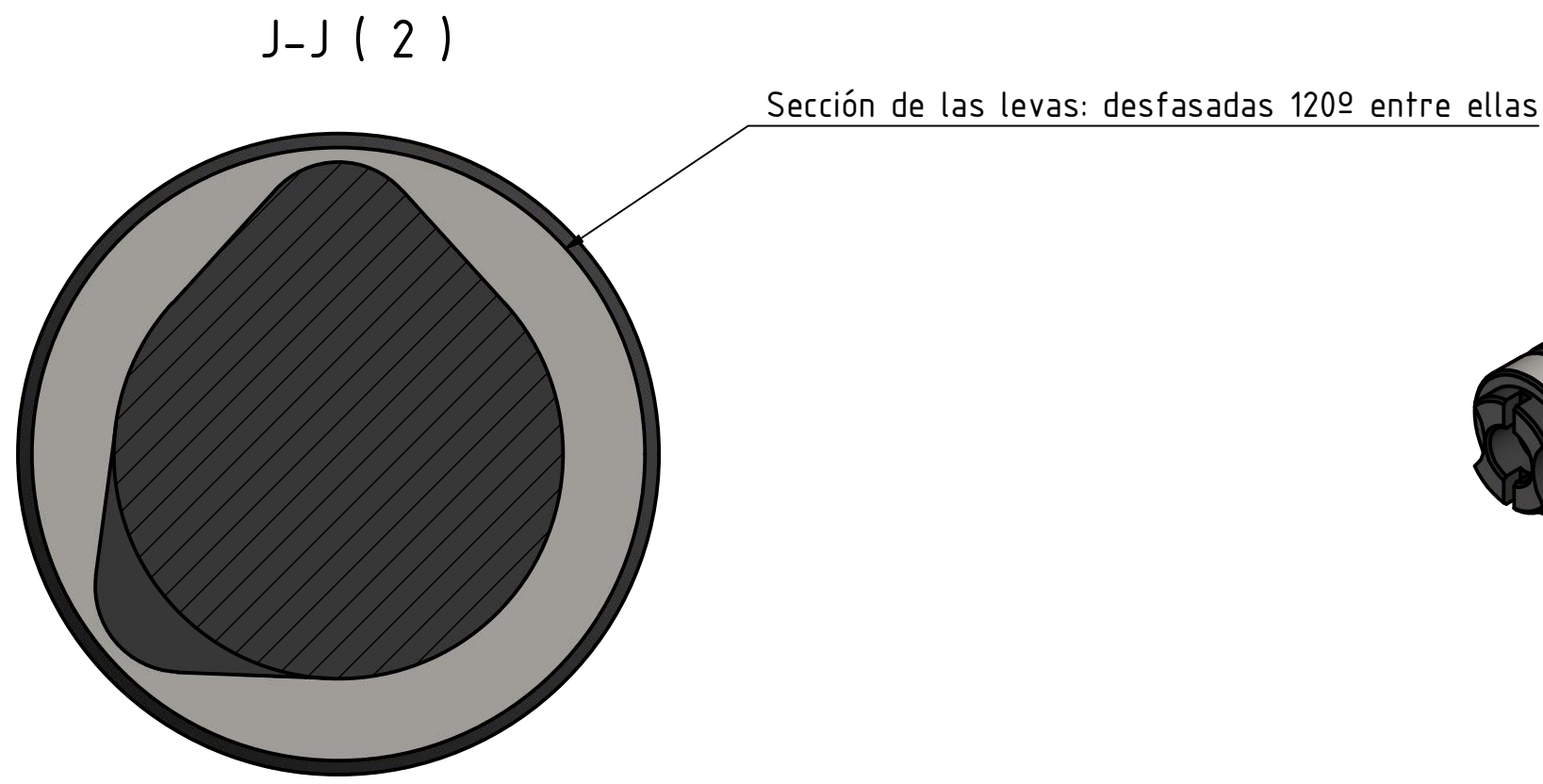
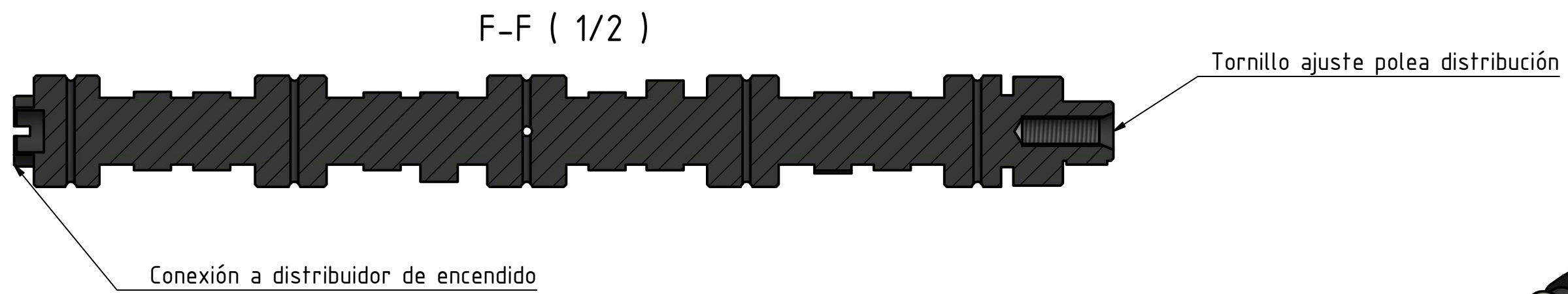
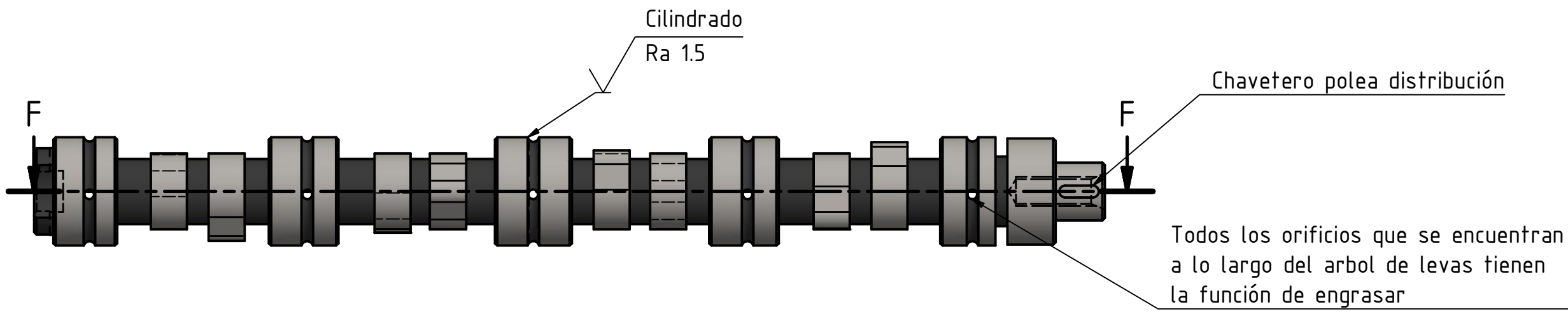


BLOQUE MOTOR FORD ORION 1.6 i  
Material: Hierro fundido


Calidad superficial ISO 4288

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/4	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  BLOQUE MOTOR			Plano nº 01

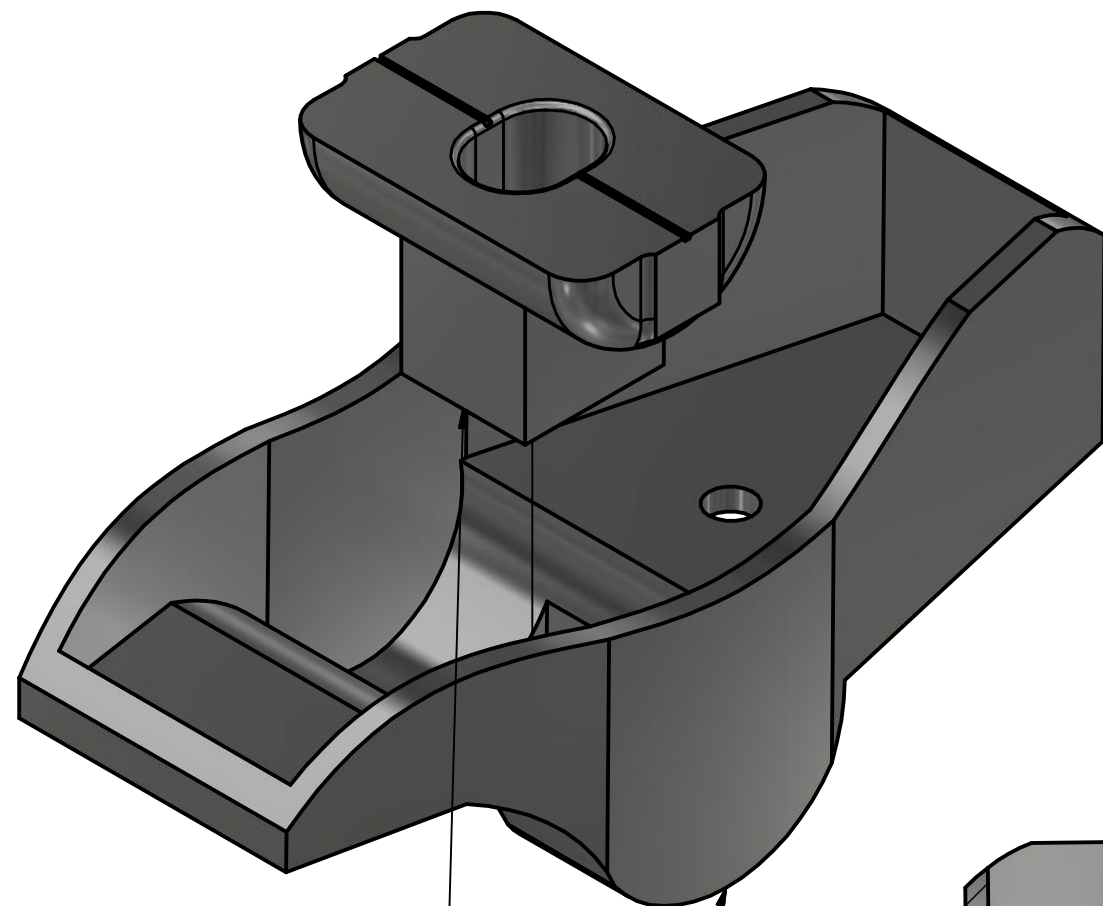
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Bloque motor	Plano 01



Calidad superficial ISO 4288

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA	Plano nº 02
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.				
1/2	ARBOL DE LEVAS				

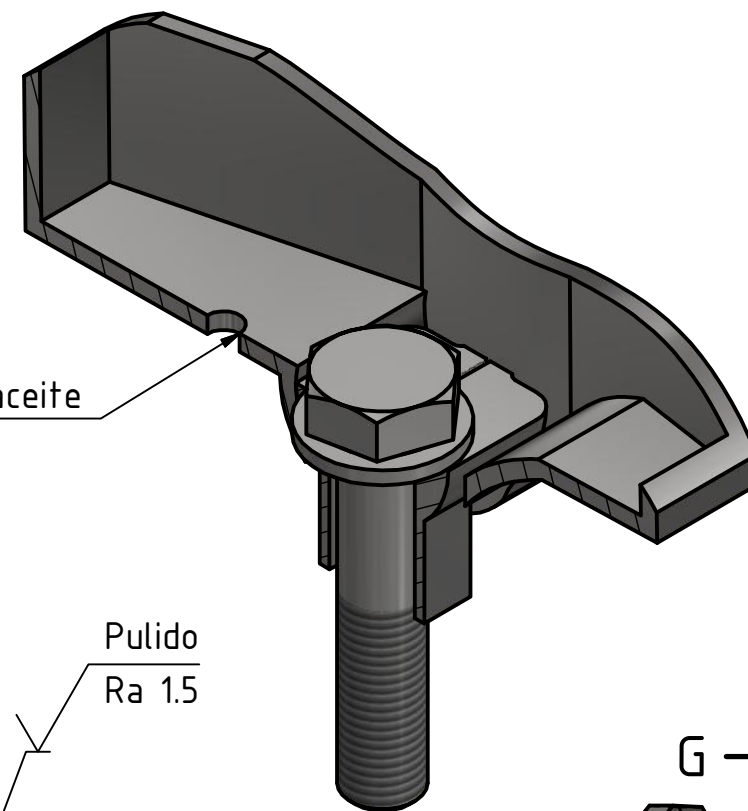




2 1

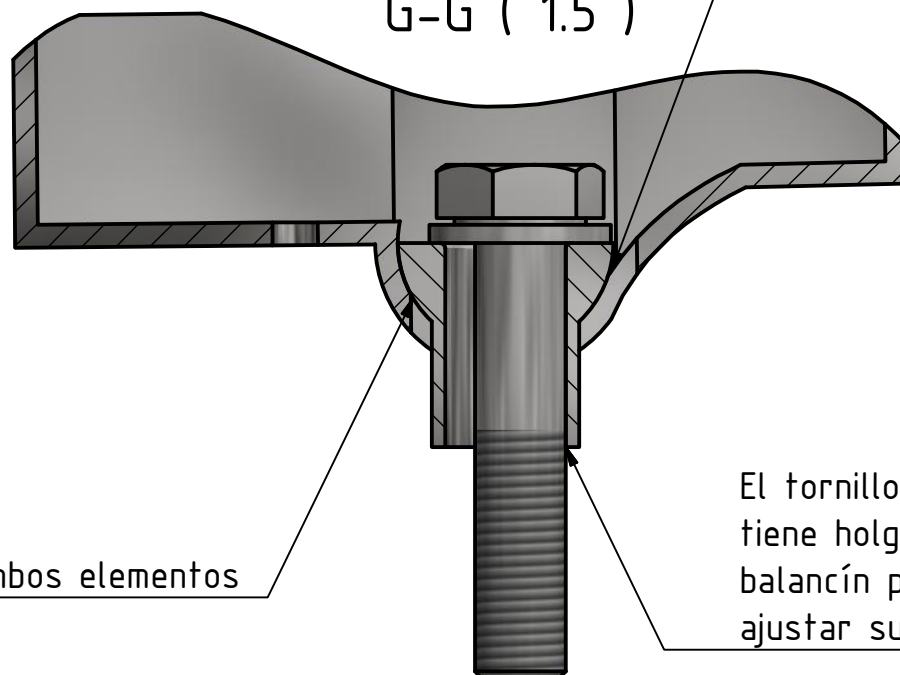
Zona de pivotación entre ambos elementos

Zona paso aceite

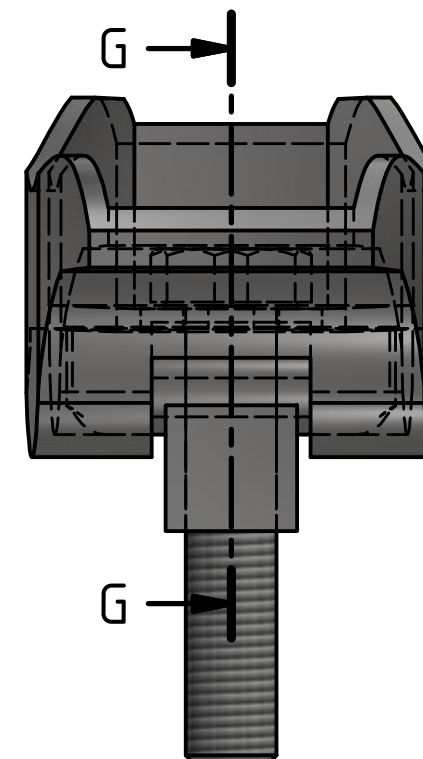


Pulido  
Ra 1.5

G-G ( 1.5 )




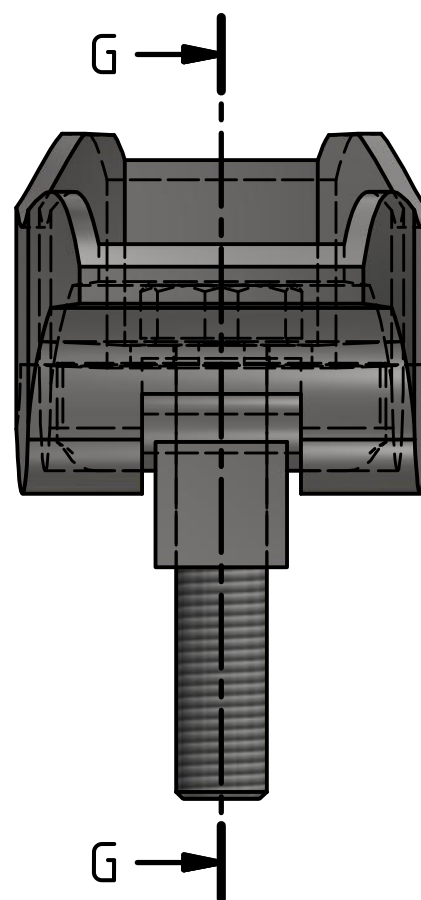
El tornillo de sujeción  
tiene holgura sobre el  
balancín permitiendo así  
ajustar su posición



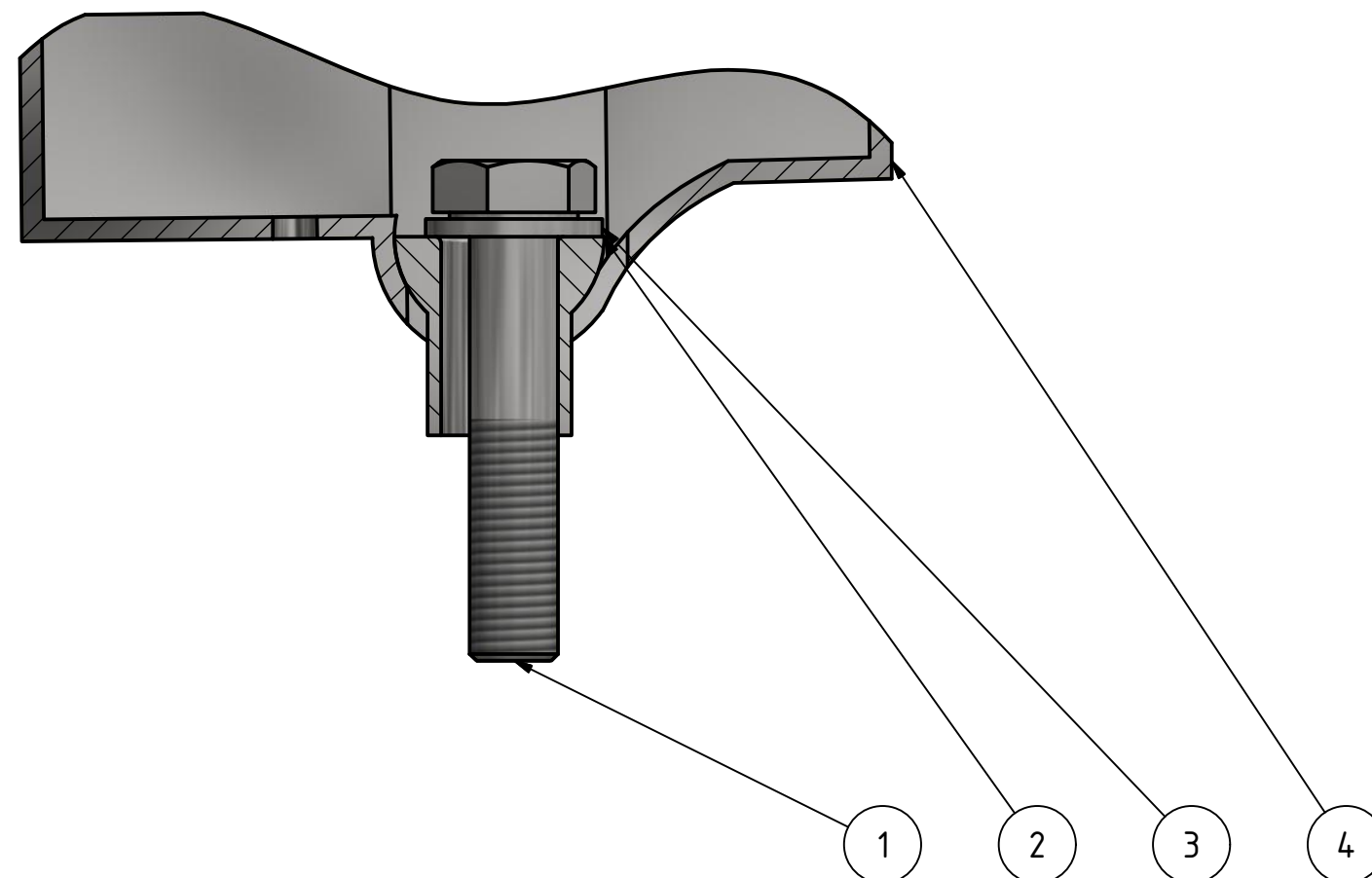
Calidad superficial ISO 4288

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Balancín parte 1	Plano 03
2	1	Balancín parte 2	Plano 04
4	1	M8 x 1 x 40	ISO 8765
5	1	Arandelas M8	ISO 7089

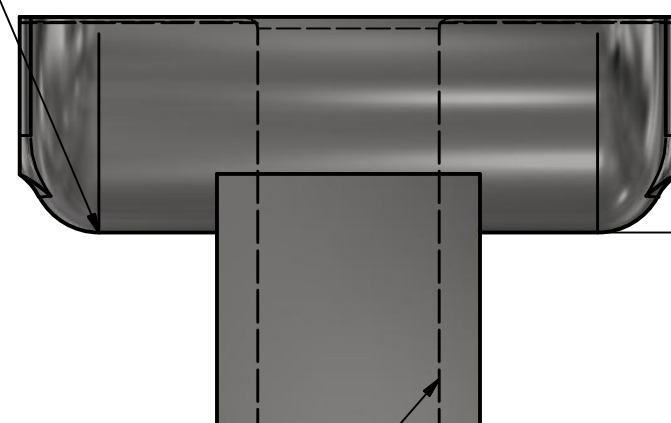
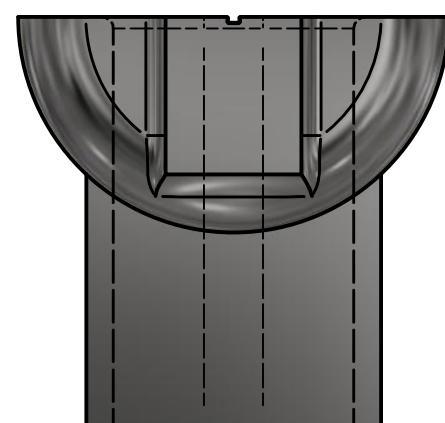
	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 2	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  BALANCÍN PARTE 1			Plano nº 03



G-G ( 1.5 )



Zona con exigencia de lubricación.  
Con el paso de los kilómetros sufre desgaste




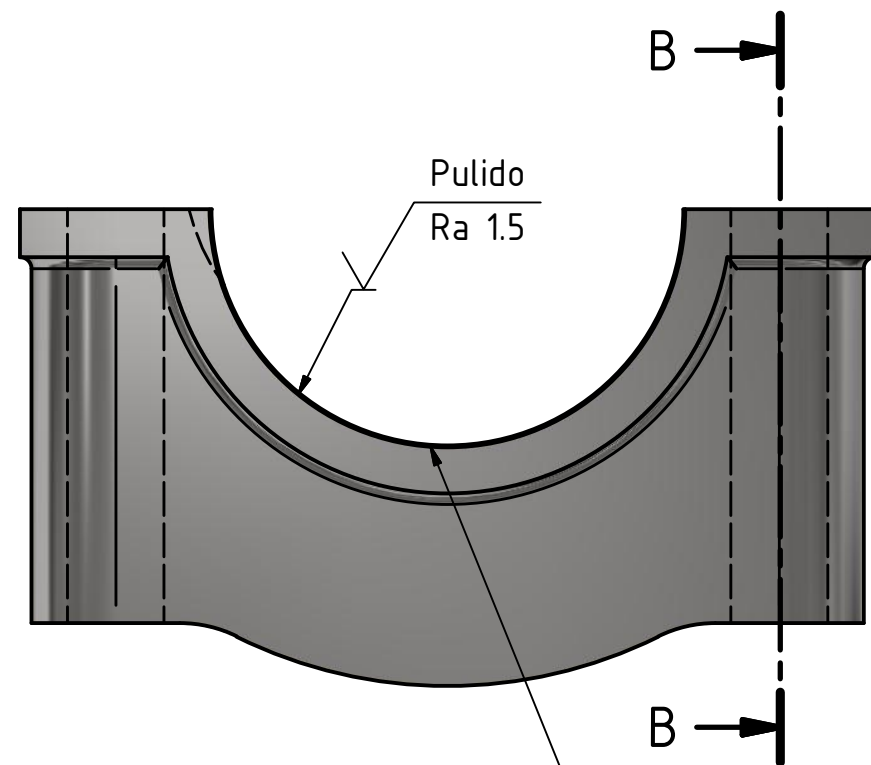
Pulido  
Ra 1.5

Orificio pasante tornillo sujección  
balancín a culata

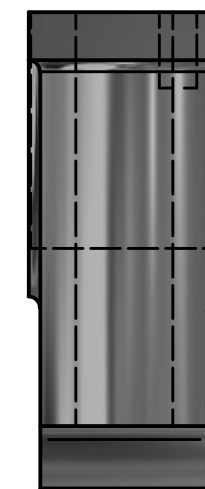
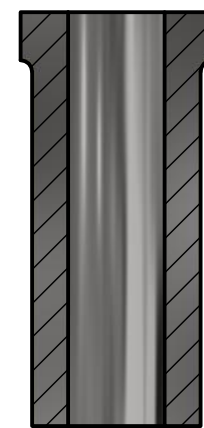
Calidad superficial ISO 4288

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	M8 x 1 x 40	ISO 8765
2	1	Balancín parte 2	Plano 04
3	1	Arandelas M8	ISO 7089
4	1	Balancín parte 1	Plano 03

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 3/1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  BALANCÍN PARTE 2			Plano nº 04



B-B ( 1 : 1 )

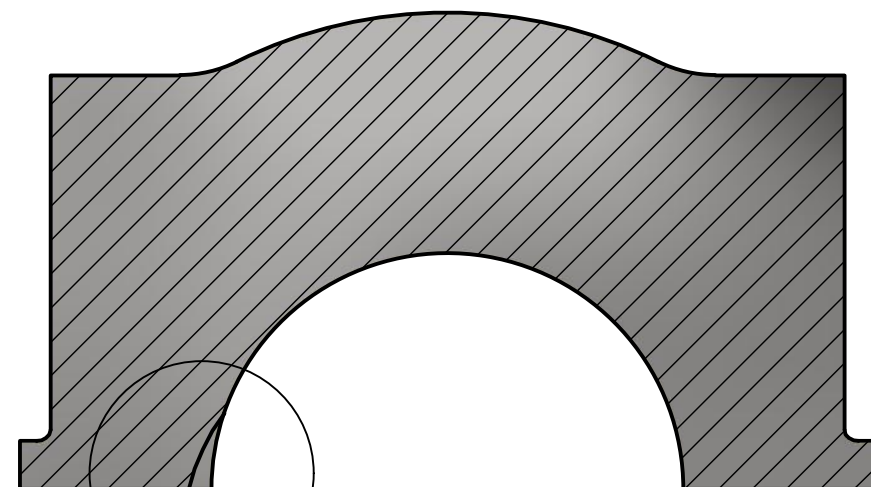


Agujeros pasantes tornillos de bancada

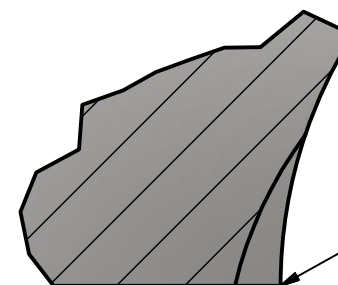
Superficie de apoyo casquillos de bancada



D-D ( 1 : 1 )



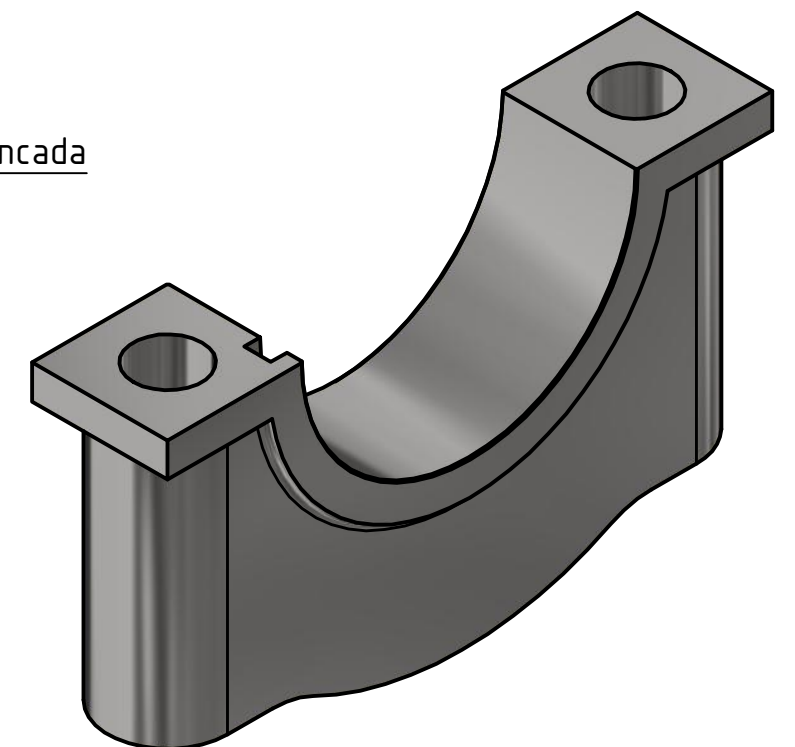
E ( 2 : 1 )



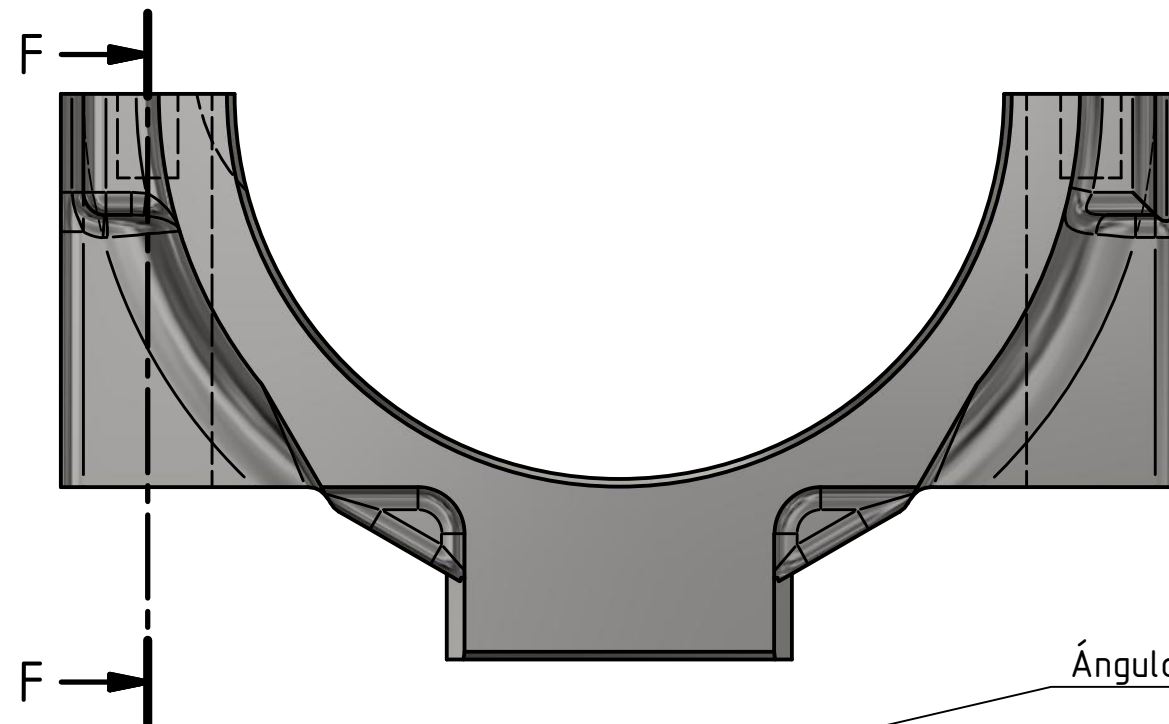
Patilla sujeción casquillo de bancada

Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3



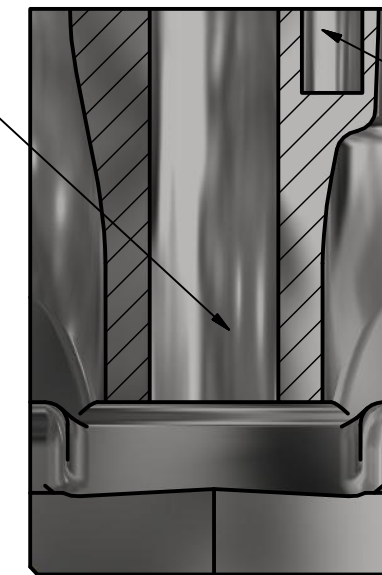
	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  APOYOS DE BANCADA			Plano nº 05



Orificio sujeción  
parte 1 y parte 2 de la biela

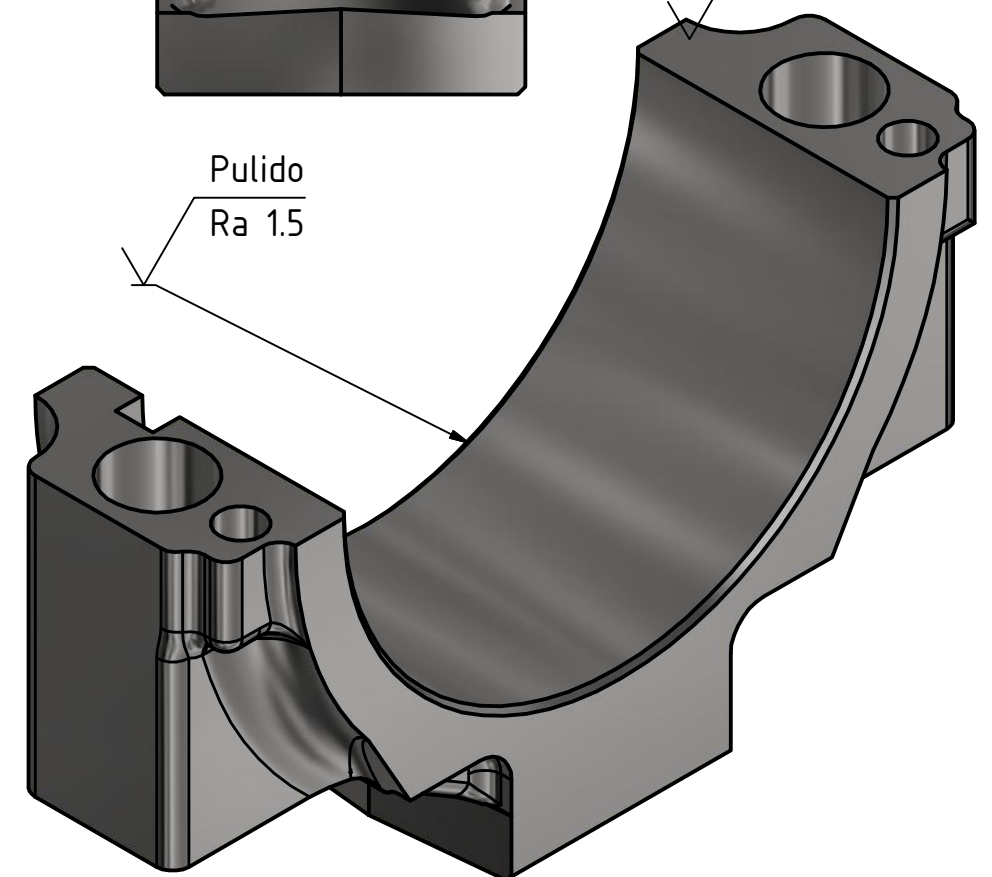
F-F ( 2 )

Bulón guía unión biela



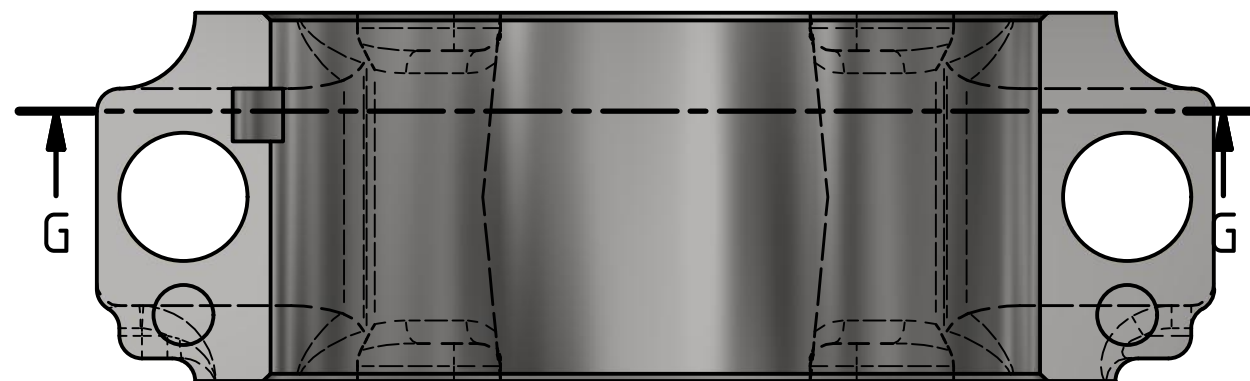
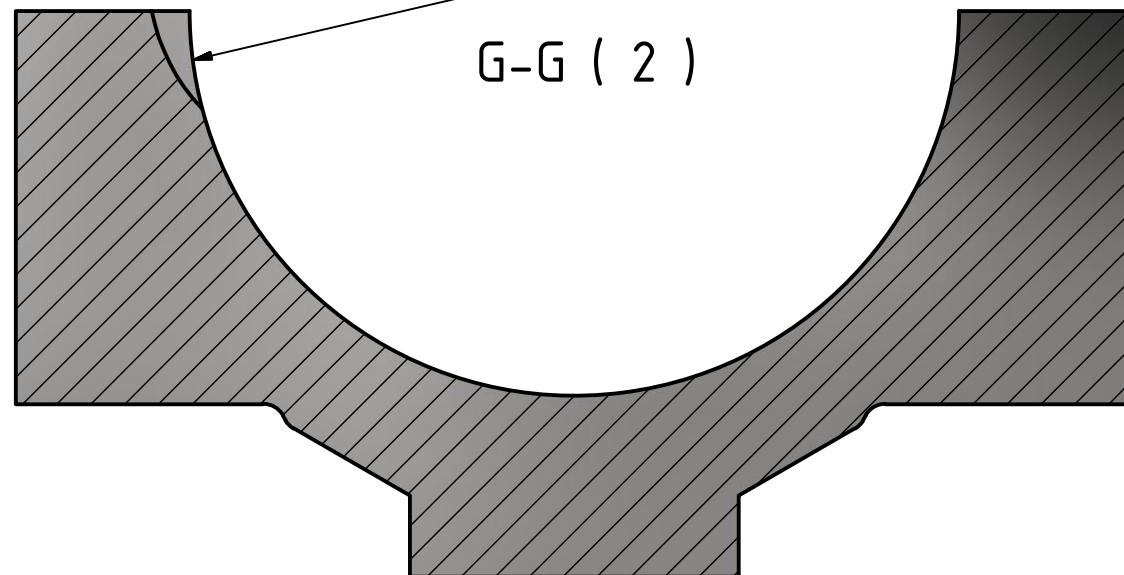
Rectificado  
Ra 2

Pulido  
Ra 1.5




Ángulo guía casquillo y biela

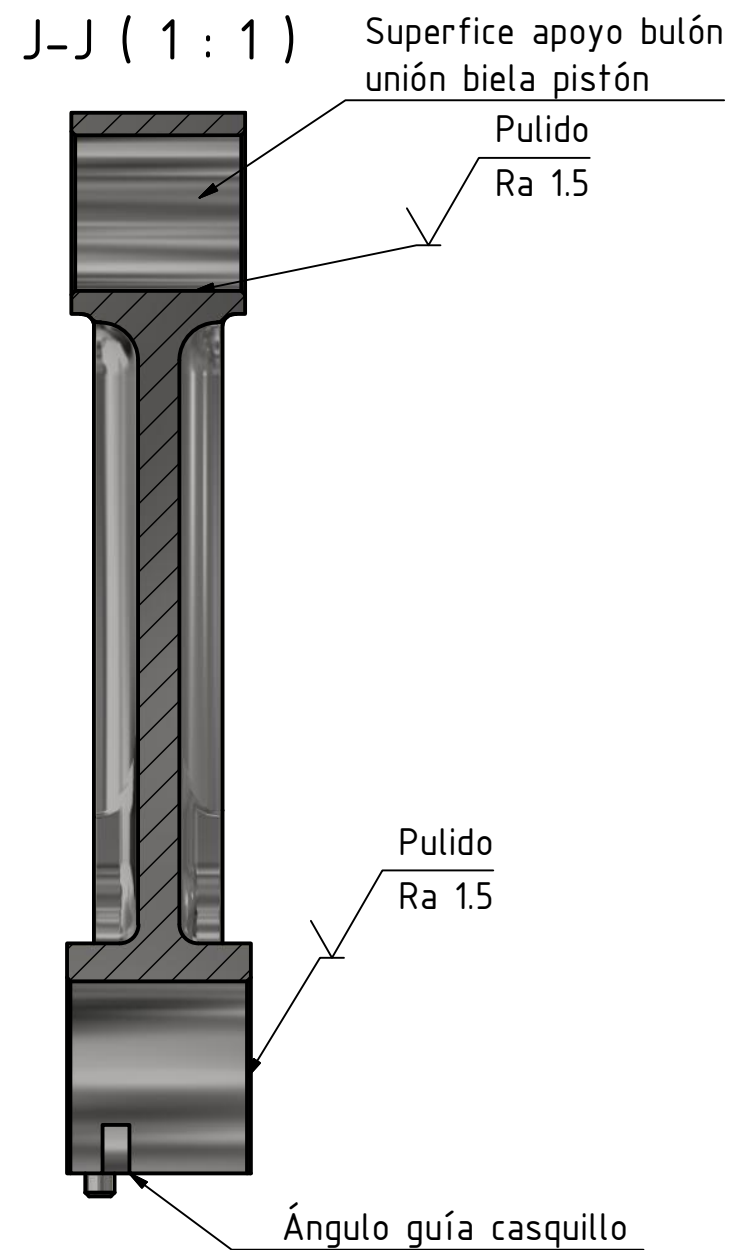
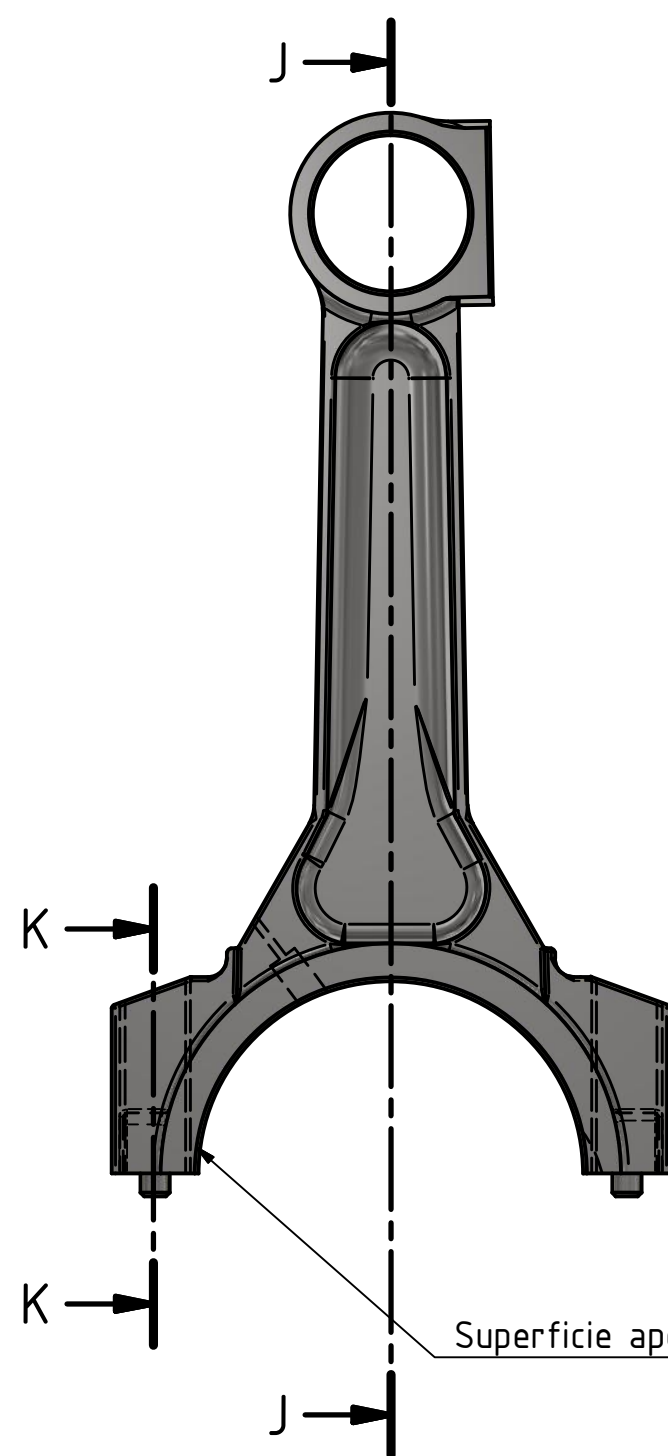
G-G ( 2 )



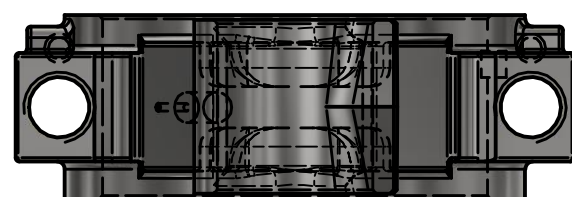
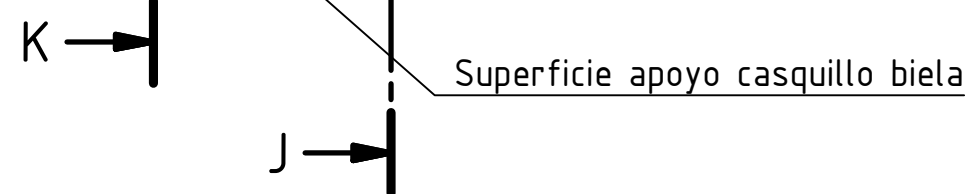
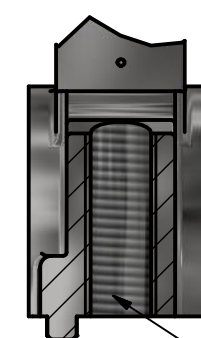
Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº
2	BIELA PARTE INFERIOR			06




K-K ( 1 : 1 )

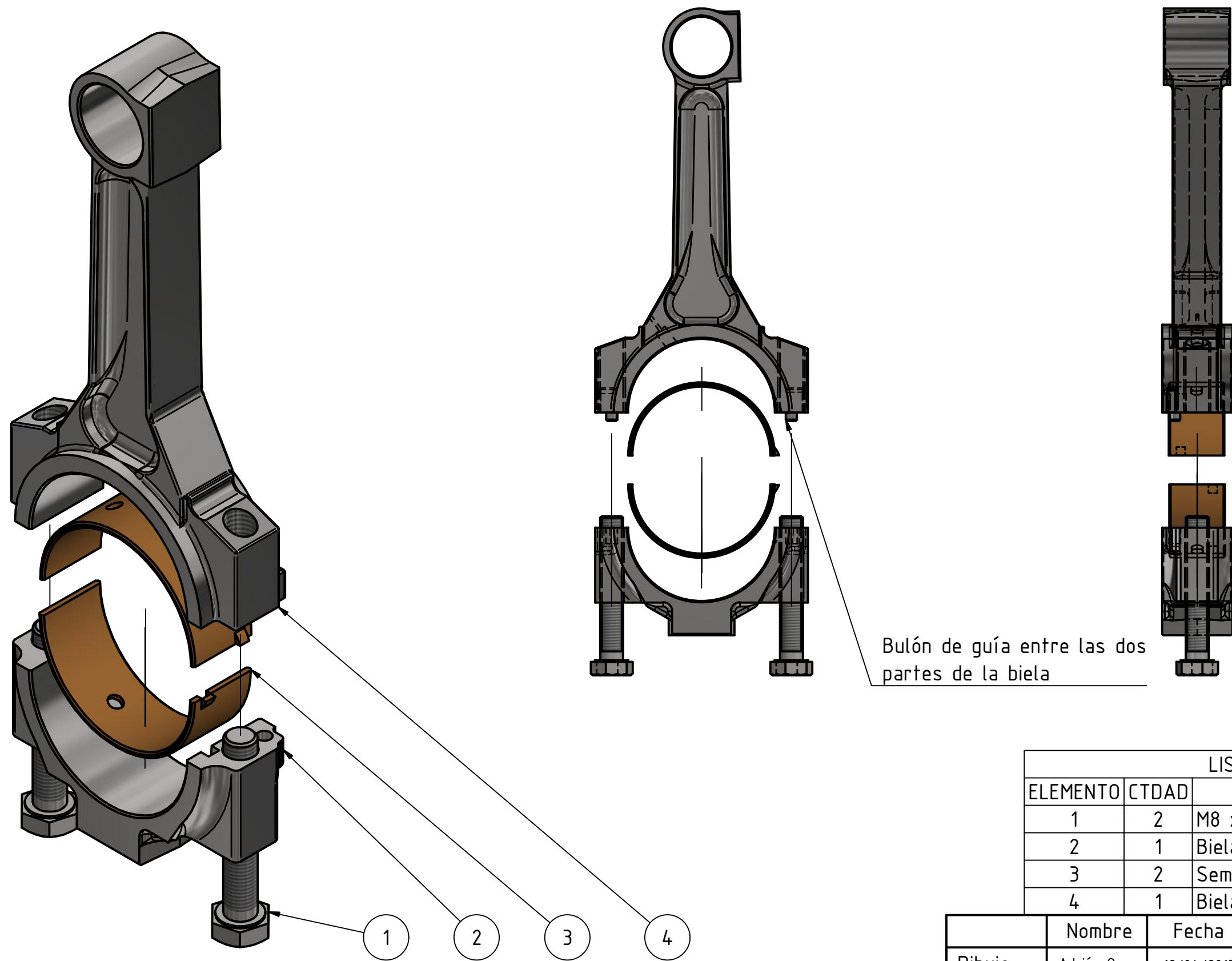


Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	Plano nº 07
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.				
1 : 1	BIELA PARTE SUPERIOR				



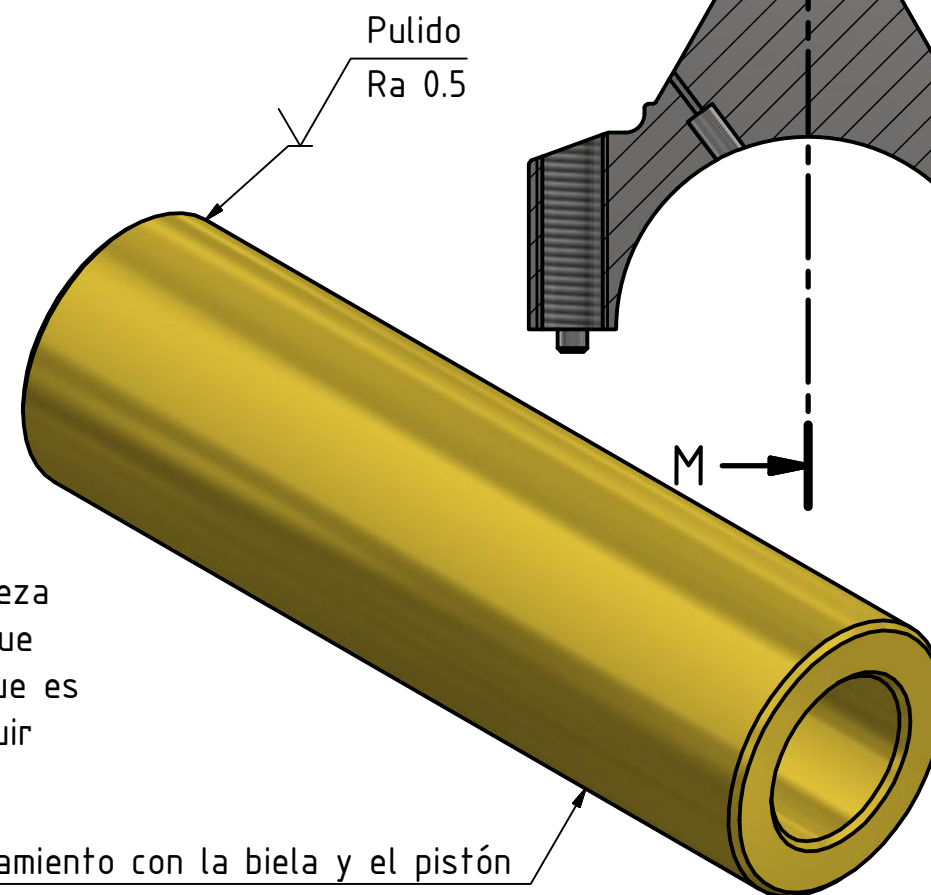
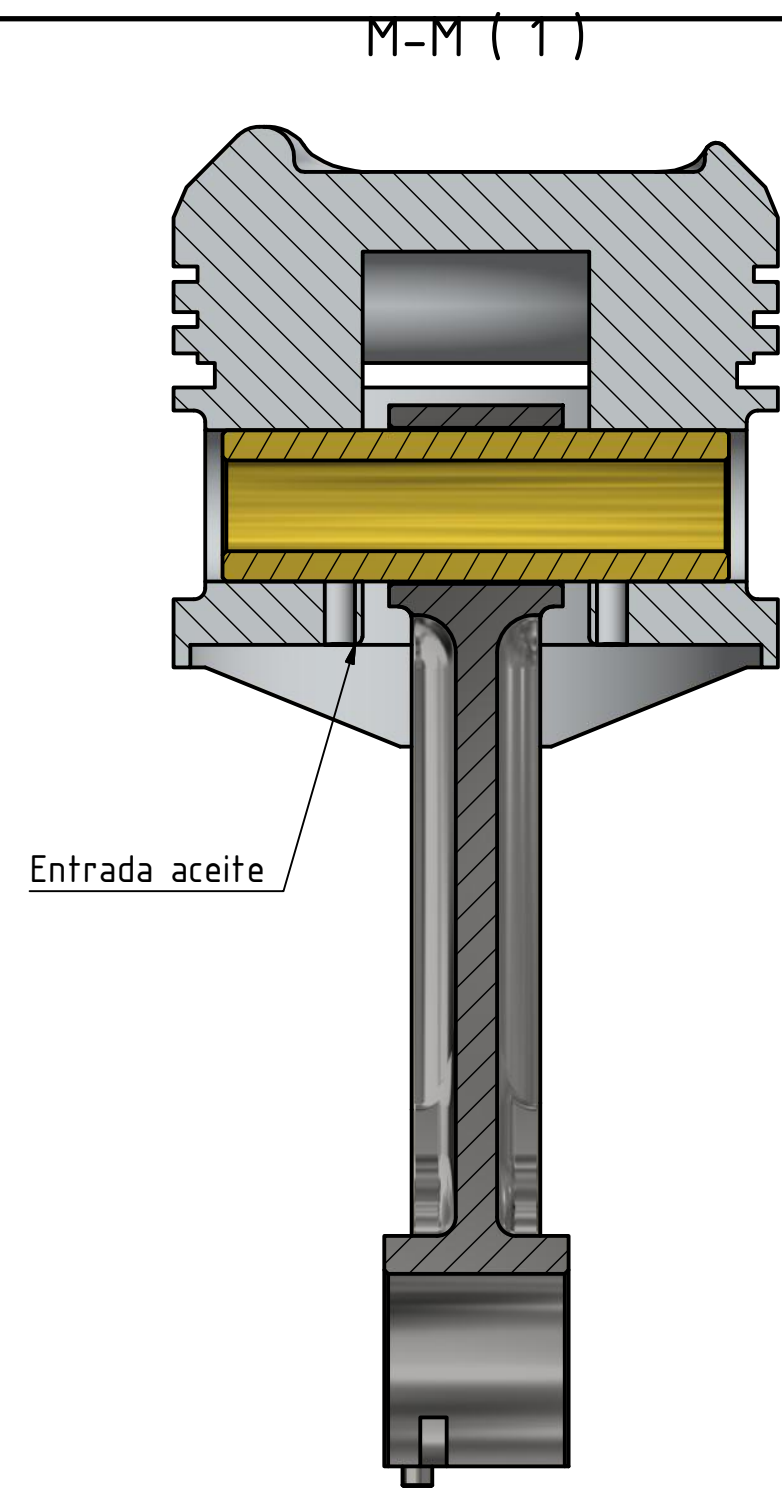
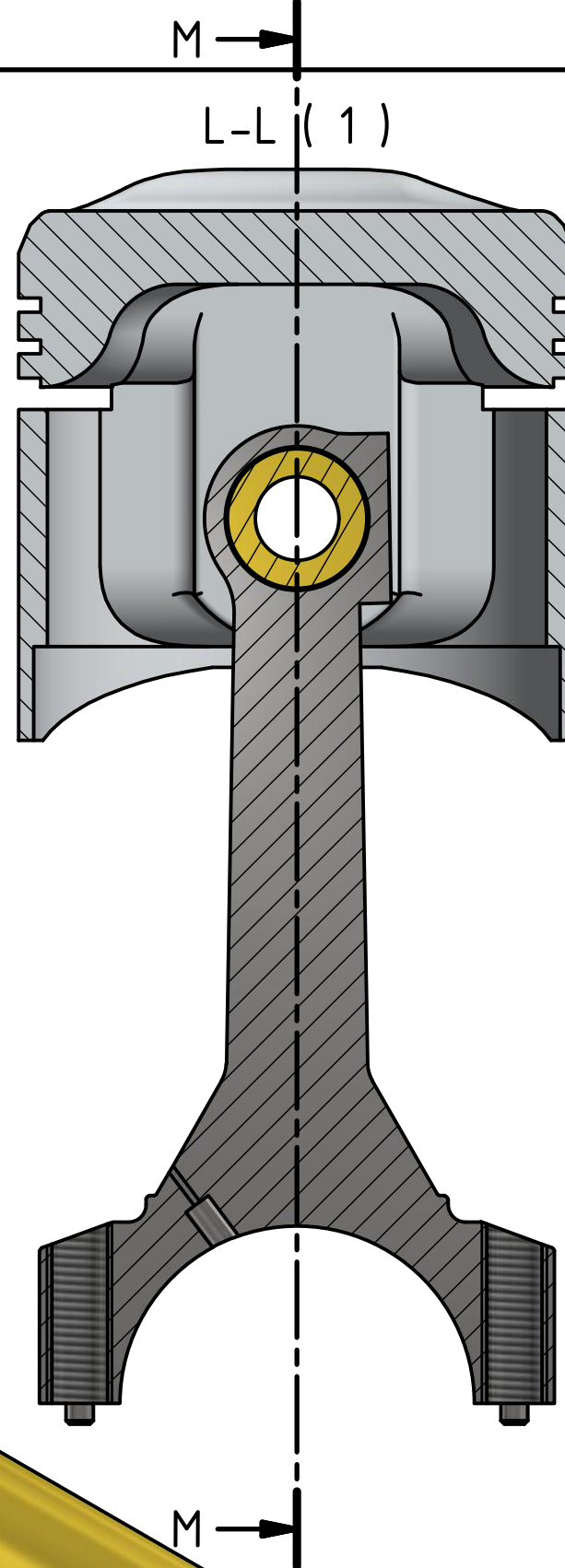
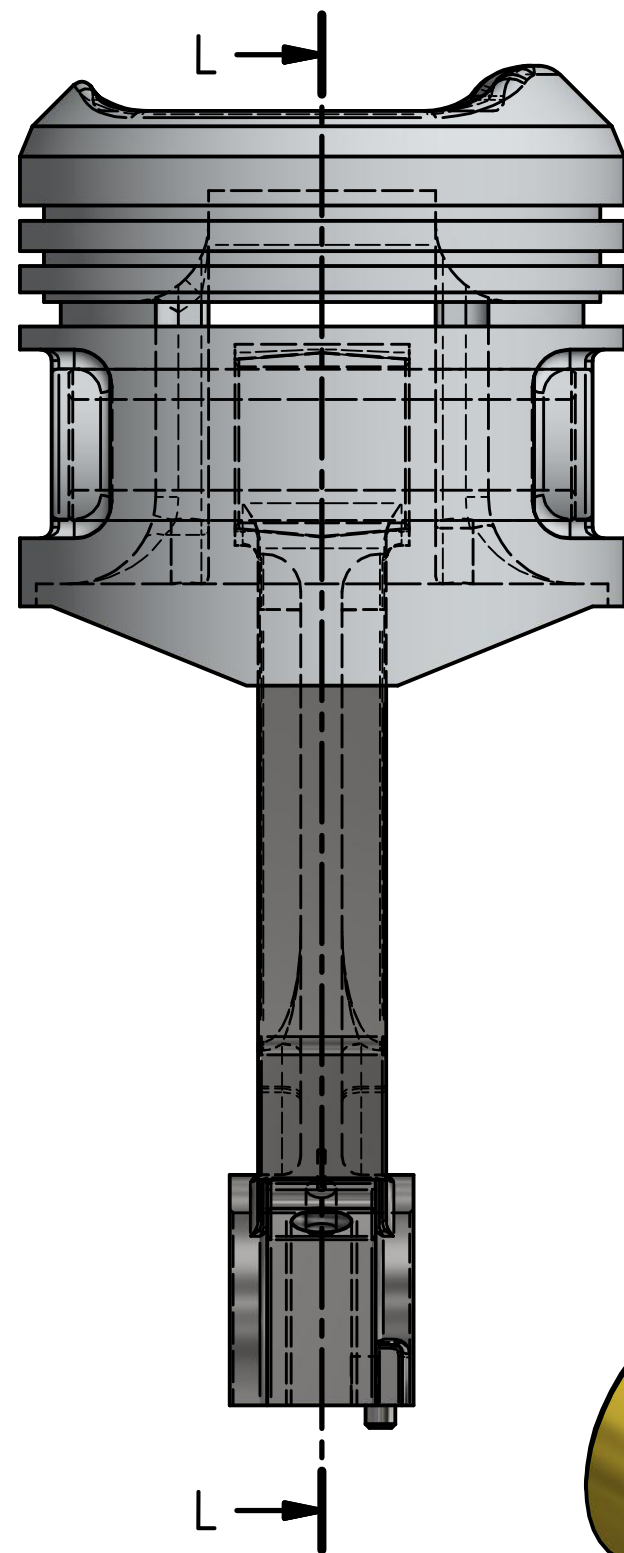


Bulón de guía entre las dos partes de la biela

Par de apriete tornillos biela (Kp.m)= 3,0-3,6

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	M8 x 1 x 50	ISO 8676
2	1	Biela parte inferior	Plano 06
3	2	Semicasquillo de biela	Plano 25
4	1	Biela parte superios	Plano 07

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE BIELA			Plano nº 08




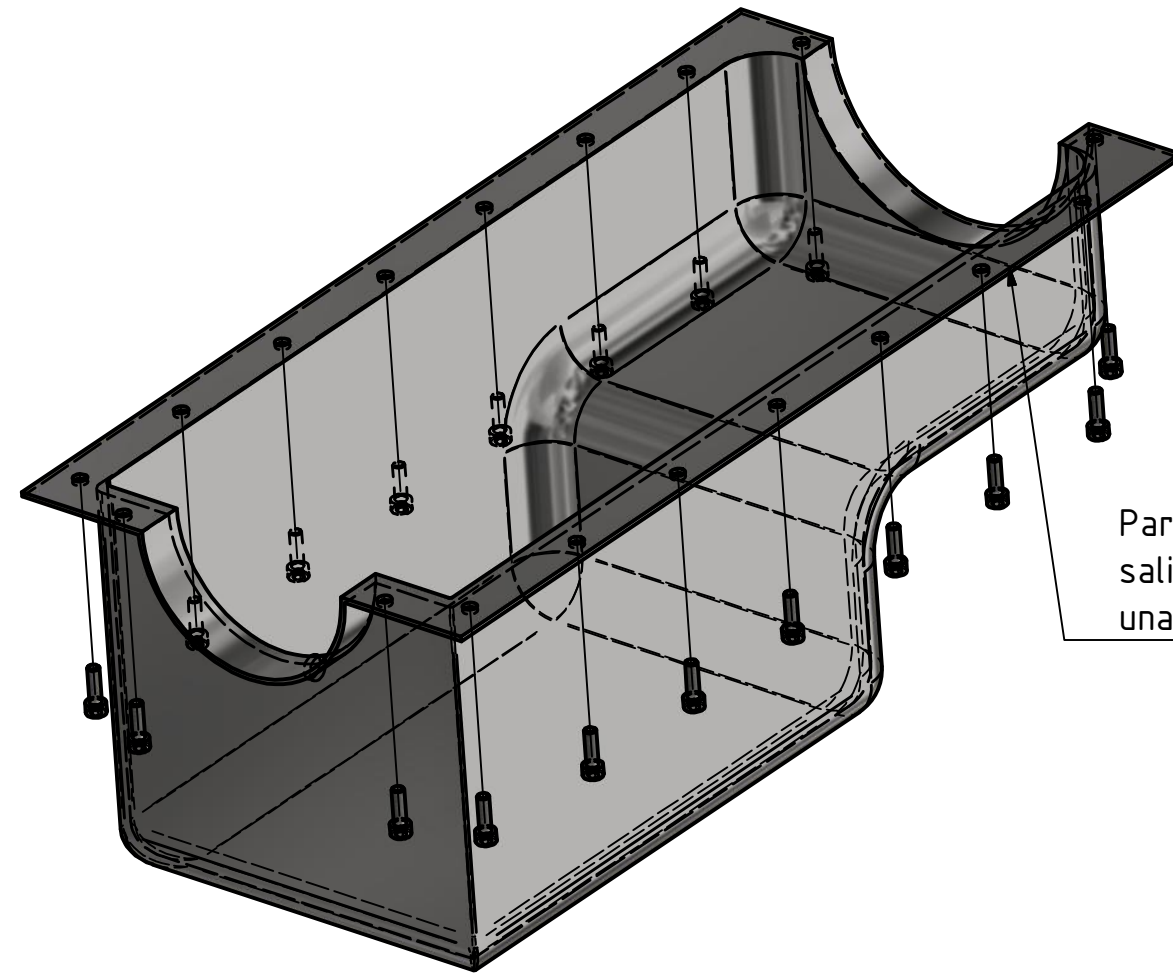
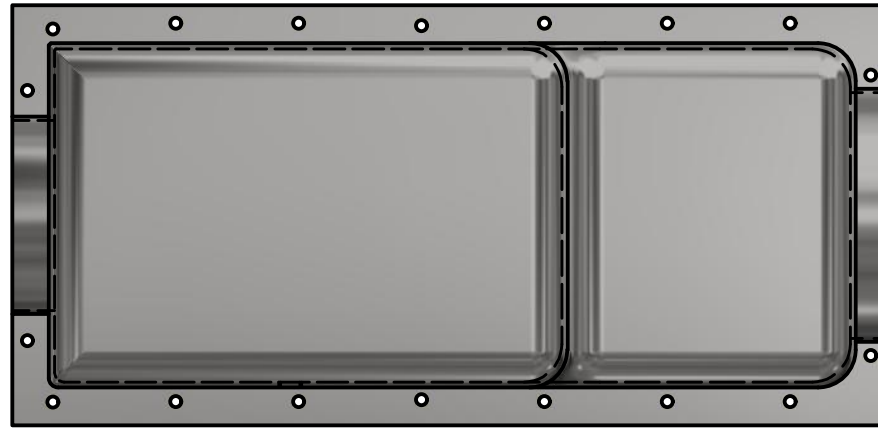
El bulón es de un material con menos dureza que la biela y el pistón con la intención que el desgaste lo sufra este elemento, ya que es menos importante y más barato de sustituir

Superficie de rozamiento con la biela y el pistón

Calidad superficial ISO 4288

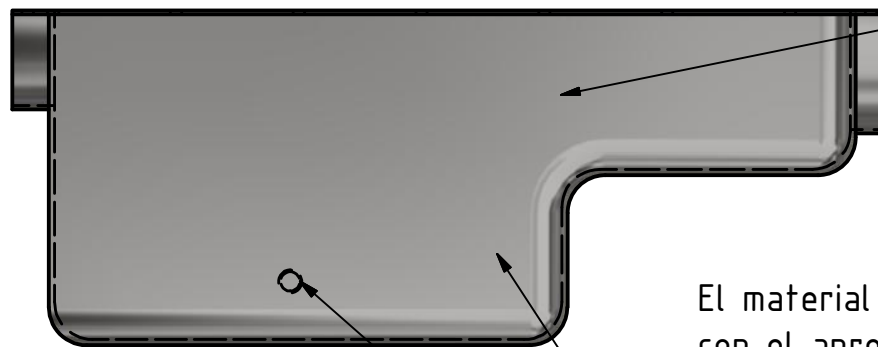
Calidad superficial General: Ra 6.3

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	Plano nº 09
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.				
2	BULÓN SUJECCIÓN PISTÓN				



Para evitar que se puedas salir el aceite, se pone una junta de goma

En el interior del carter se disponen distintos laberintos de chapa para evitar que el aceite se mueva cuando el coche hace cambios bruscos

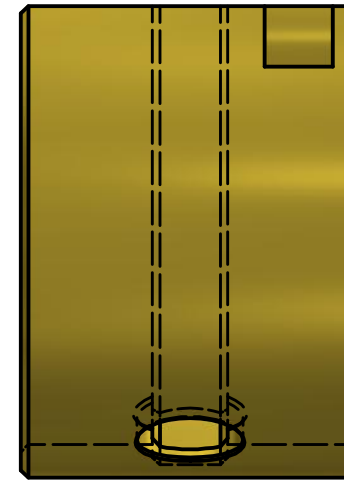
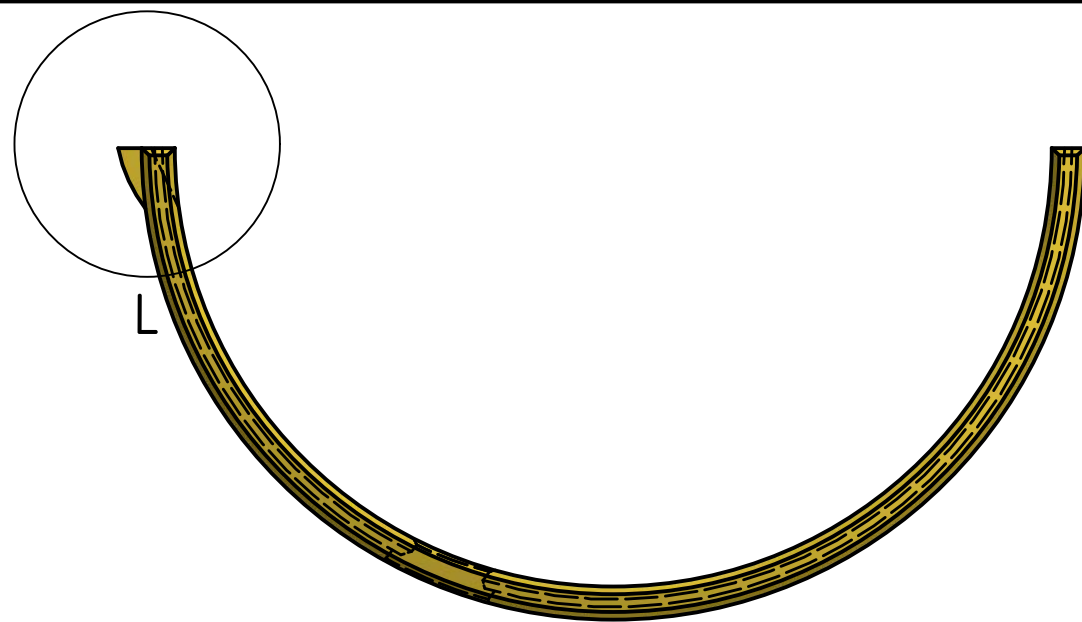


El material es chapa. Hay que tener mucho cuidado con el apriete del tornillo, ya que se puede pasar y tener fugas de aceite

Tapón del aceite

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Carter de aceite	Plano 10
2	18	M5 x 16	ISO 4762

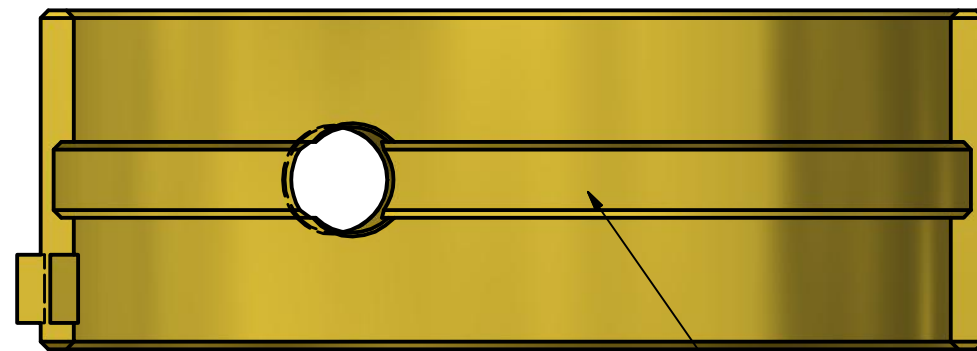
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/4	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  CARTER DE ACEITE			Plano nº 10



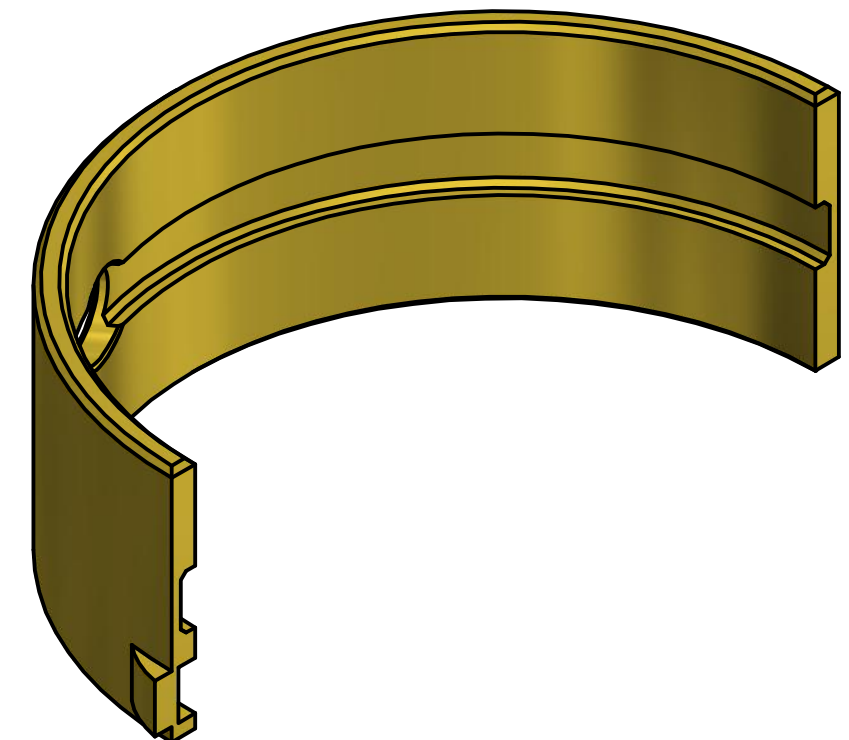
L ( 4 : 1 )



Ángulo guía unión casquillo y apoyo de bancada




Guía para engrasar el apoyo de bancada y el cigüeñal



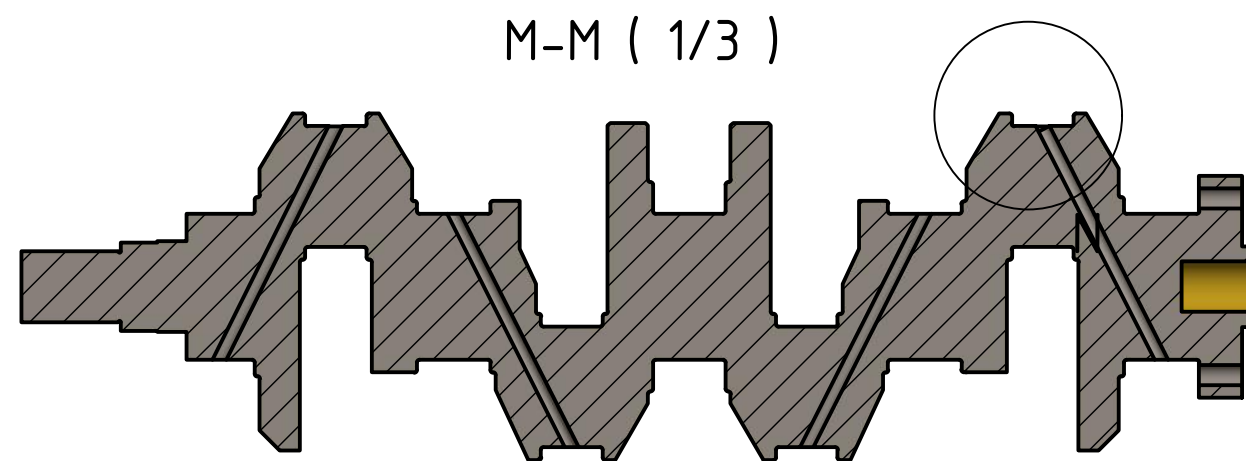
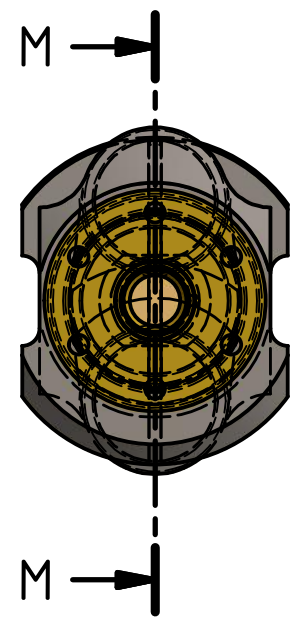
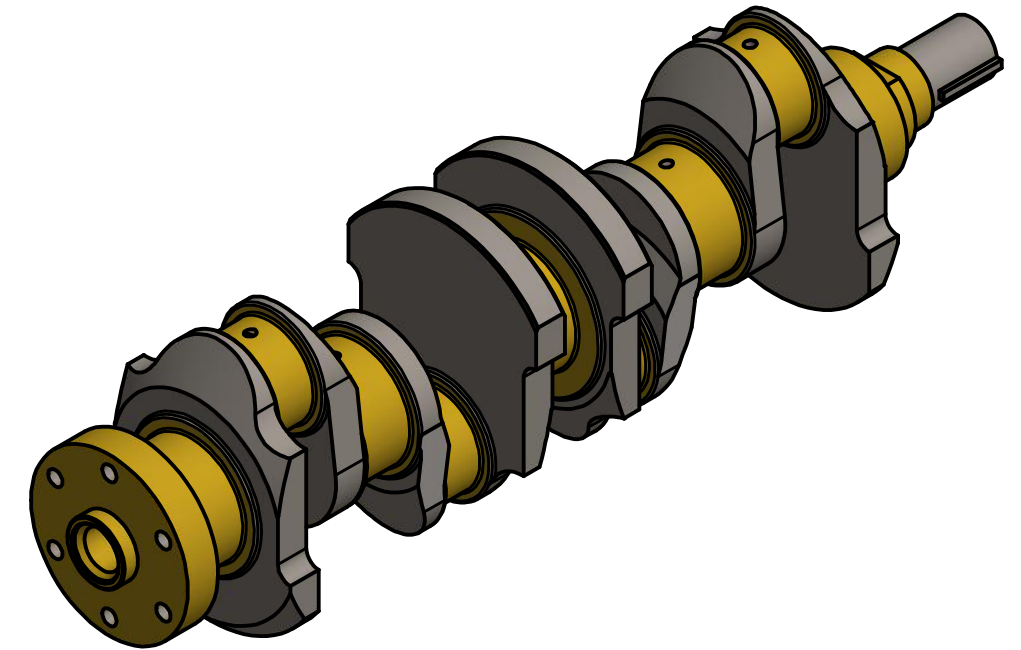
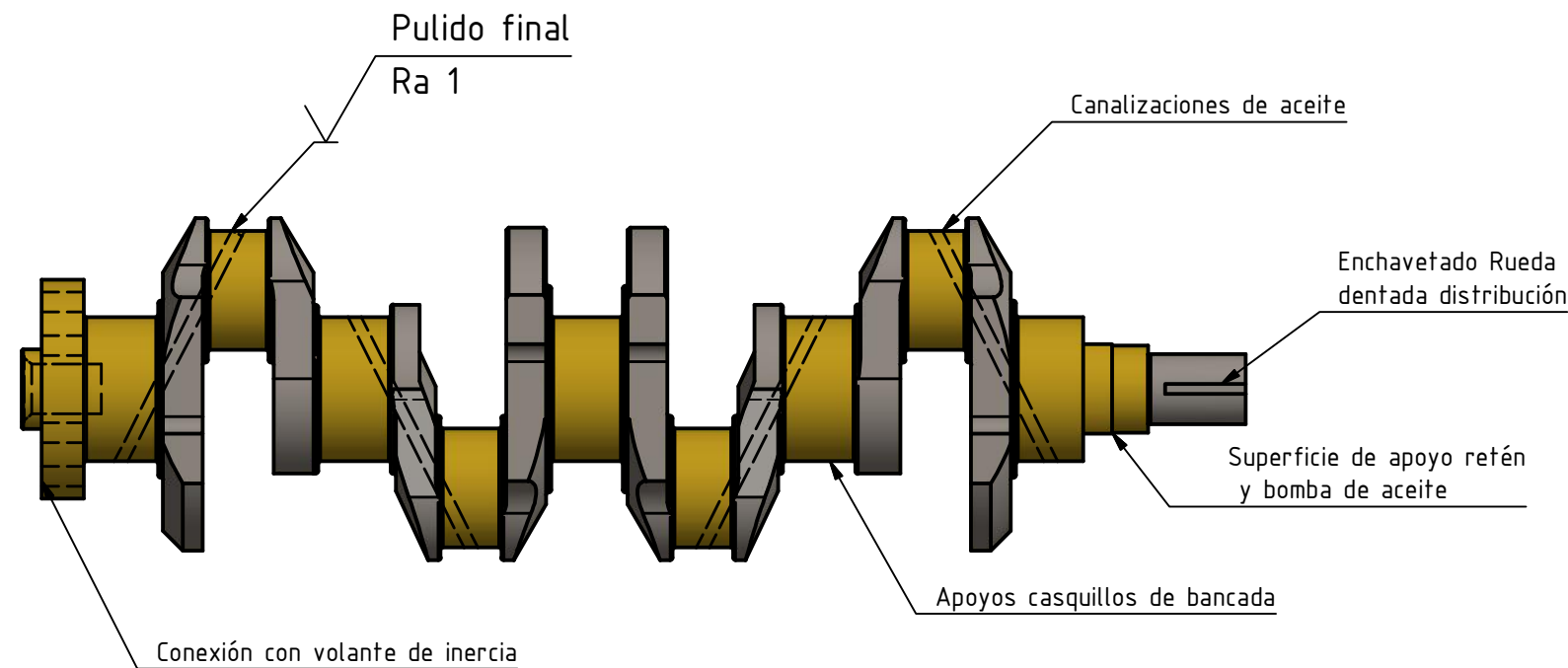
Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 1

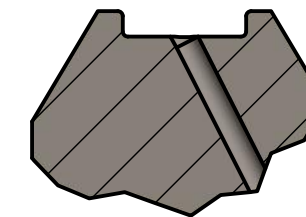
El engrase en estos elementos es de máxima importancia ya que son elementos de rozamiento a gran velocidad. Este casquillo se fabrica en un material de menor dureza para evitar el desgaste del cigüeñal.

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 2/1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  CASQUILLO DE BANCADA			Plano nº 11





N ( 2 : 3 )




Las canalizaciones permiten mantener lubricado el cigüeñal. Algo muy importante ya que es uno de los elementos más importantes de un motor de combustión.

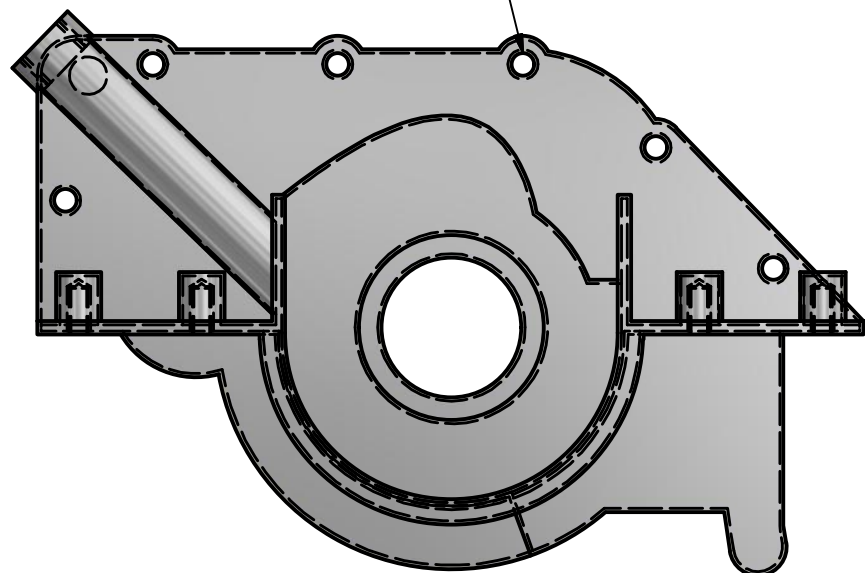
Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

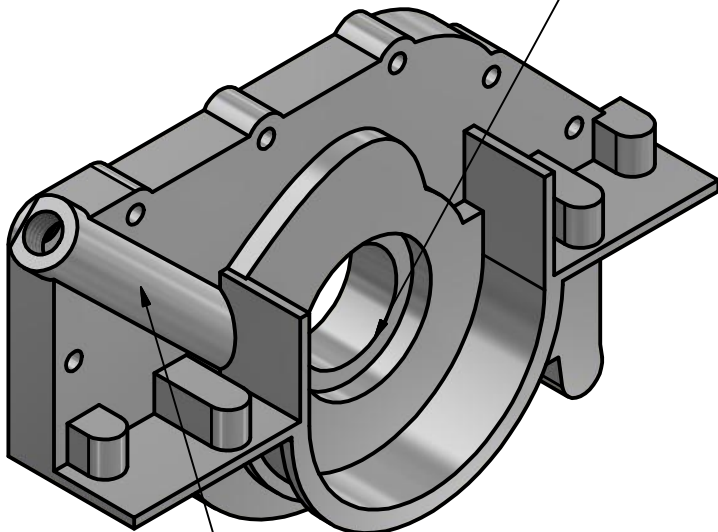
Pese a que el cigüeñal se fabrica en fundido los apoyos de los casquillos de bancada poseen una calidad superficial muy superior, ya que es un elemento en continuo rozamiento. Las tolerancias dimensionales han de ser muy precisas para aumentar la vida útil del elemento.

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/3	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  CIGÜEÑAL			Plano nº 12

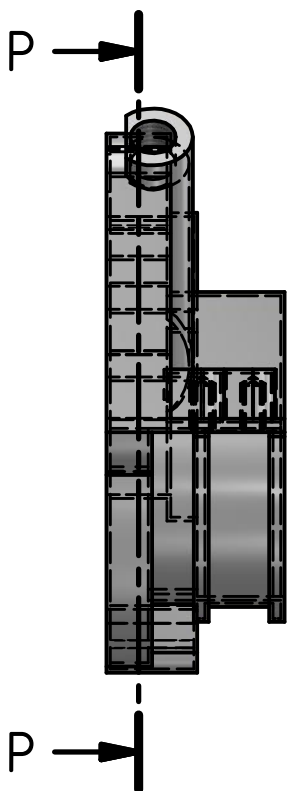
Tornillos de sujeción al bloque motor



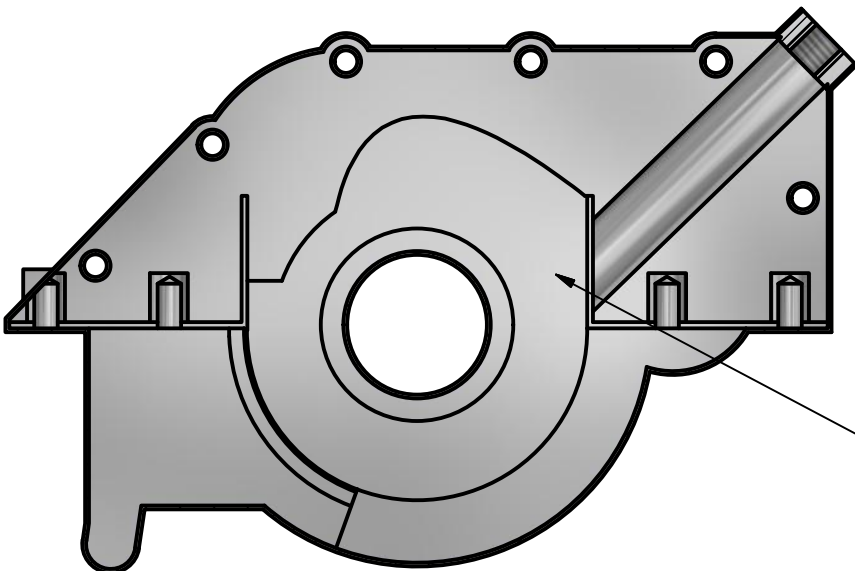
Apoyo con el cigüeñal



Tornillo regulador de presión



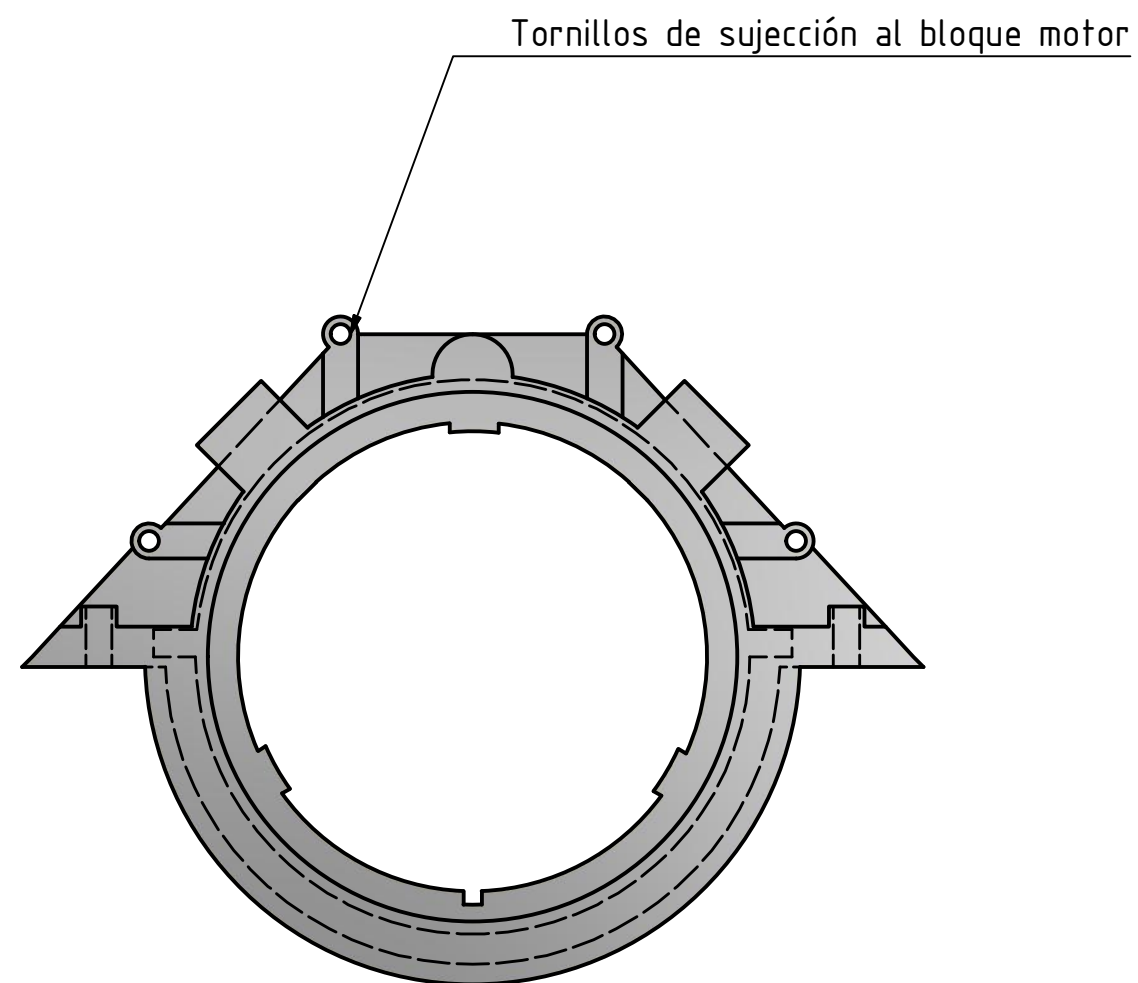
P-P ( 1 : 2 )



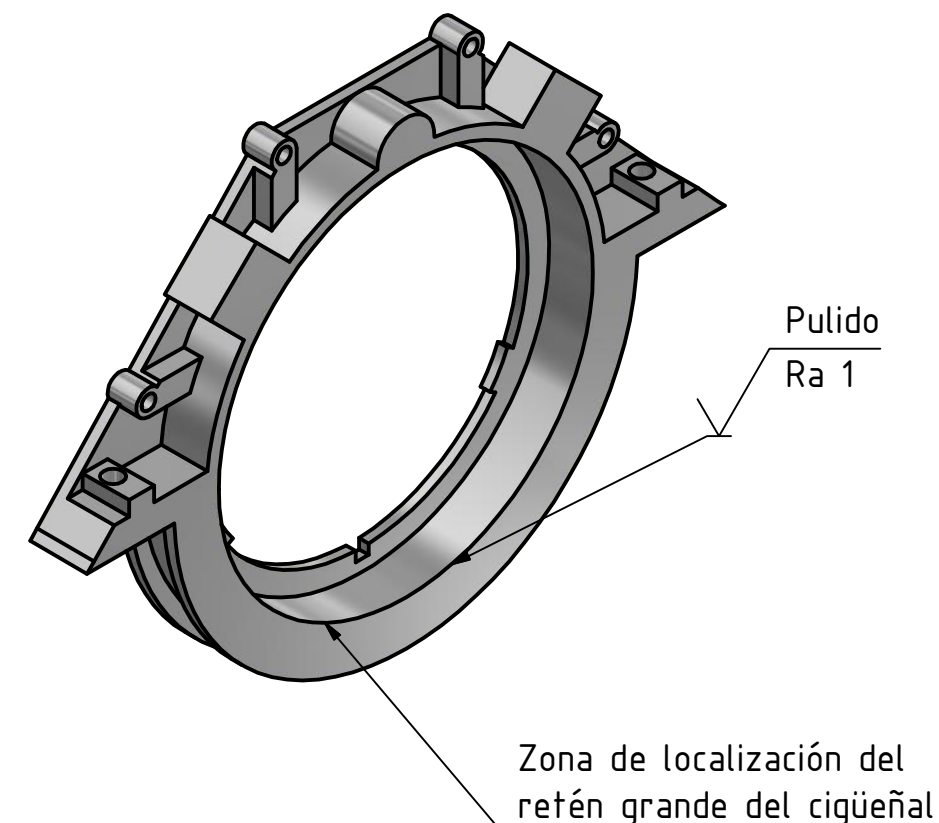
Zonas huecas por dentro  
para permitir la impulsión del aceite  
a lo largo del circuito de aceite

El cuerpo de la bomba se fabrica en aluminio fundido.  
La ventaja principal se encuentra en su peso.  
Sin embargo a la hora de llevar a cabo una reparación  
sobre ella, ésta se complica.

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 13
1 : 2	BOMBA DE ACEITE			




La unión del bloque motor y el soporte se suele realizar mediante una junta anticalórica y con buena resistencia a la corrosión del aceite.

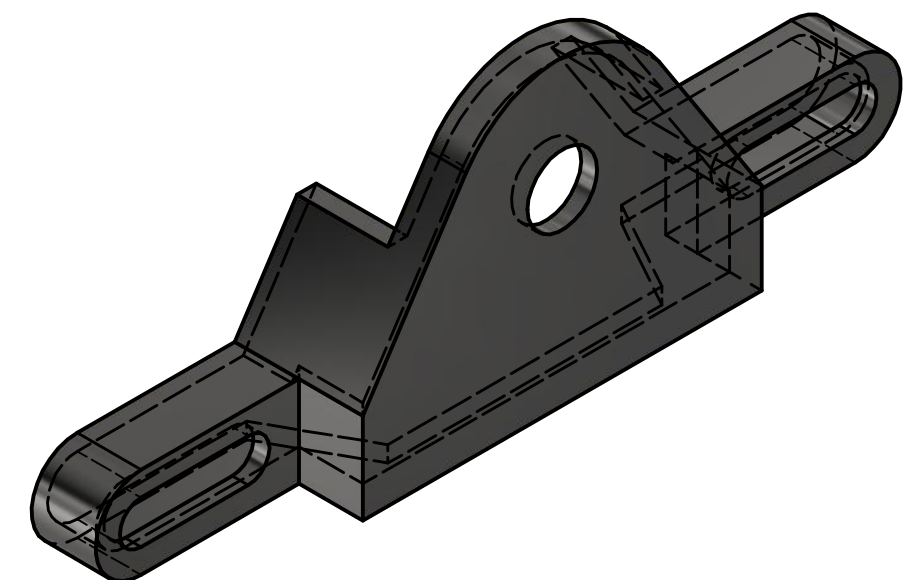
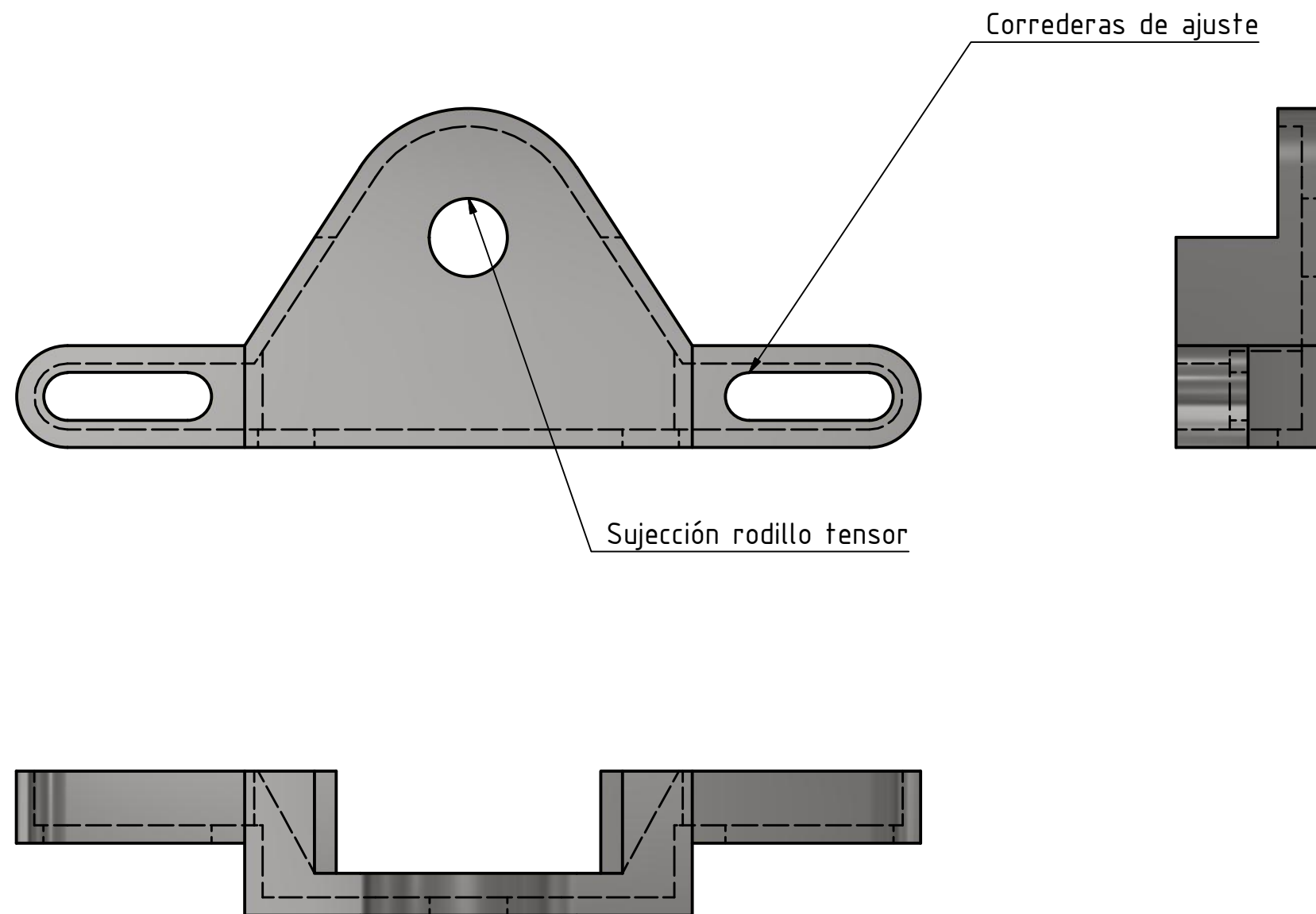


Al fabricarse de aluminio aumenta la lijereza del conjunto.

Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/1.5	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  SOPORTE RETÉN CIGÜEÑAL			Plano nº 14



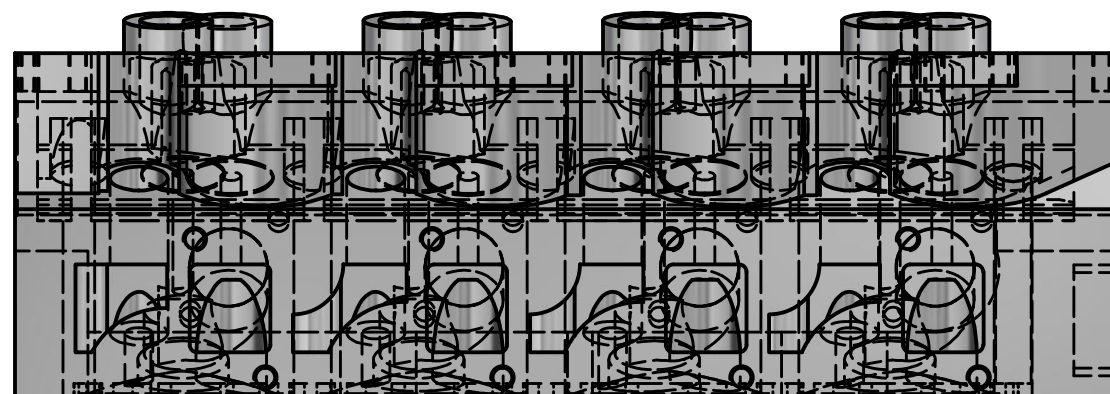
Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

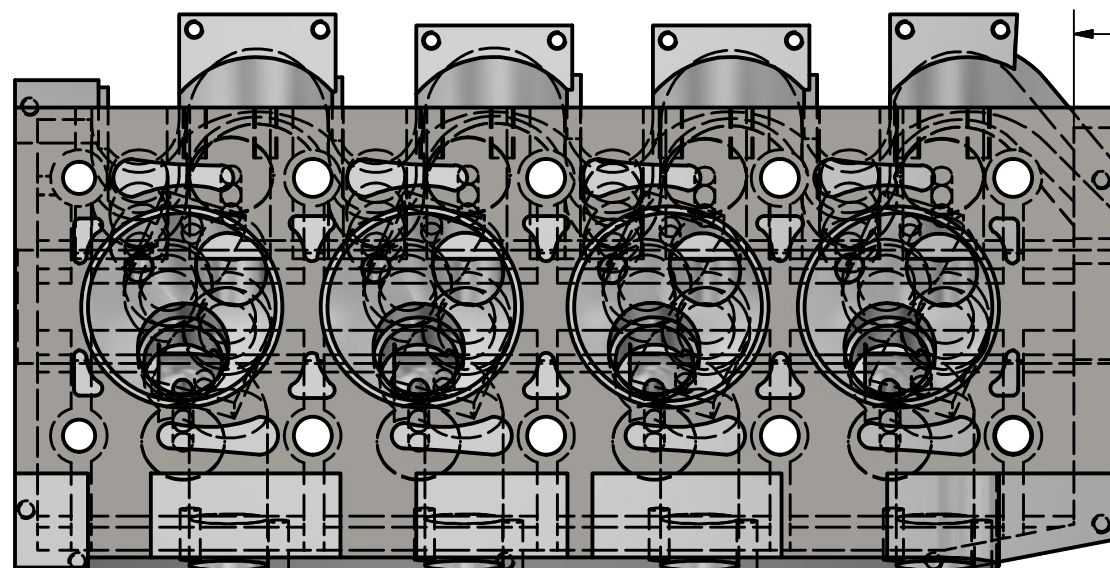
Este soporte se atornilla al bloque y mediante las correderas se puede tensar la correa de la distribución.  
En el orificio central se localiza el rodillo tensor.

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  SOPORTE TENSOR CORREA DISTRIBUCIÓN			Plano nº 15



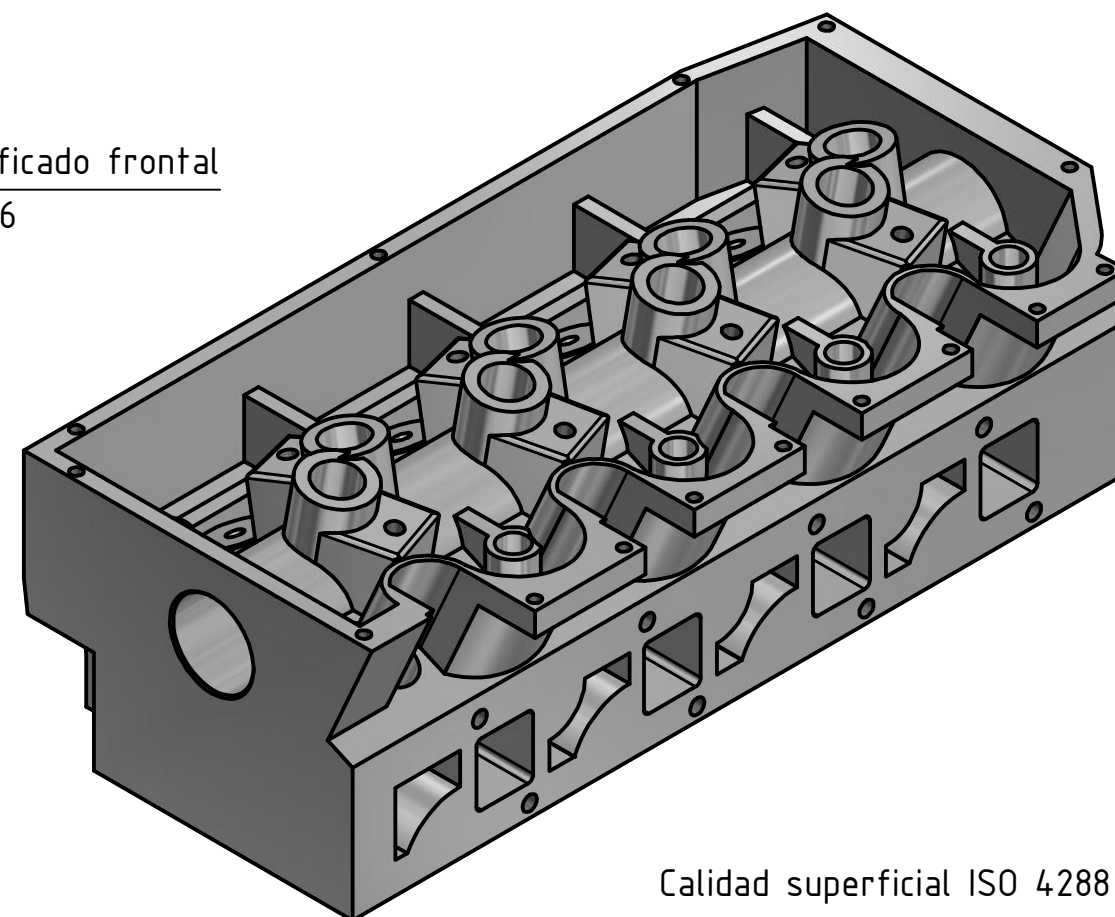
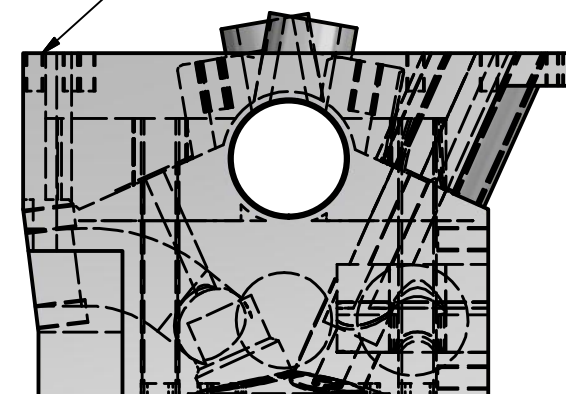


La unión entre bloque y culata se realiza mediante una junta metálica.



Rectificado frontal  
Ra 0.6


Por la parte superior, la culata está unida a la tapa de balancines mediante una funta de corcho con refuerzos metálicos en su interior.

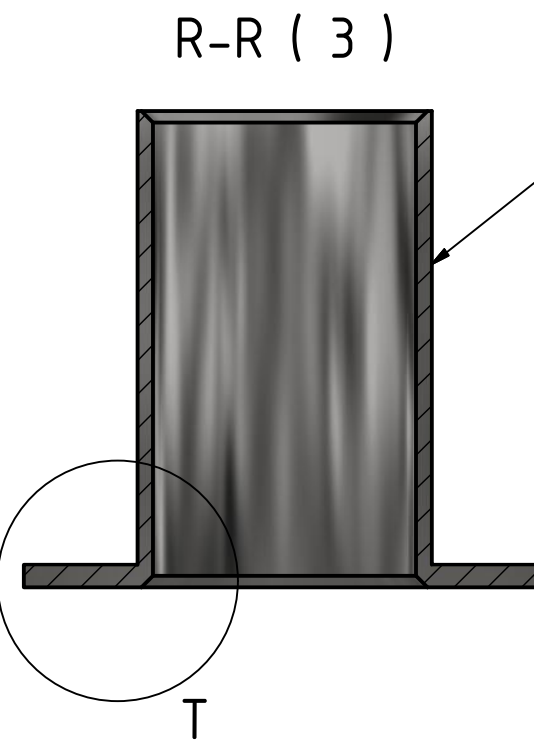
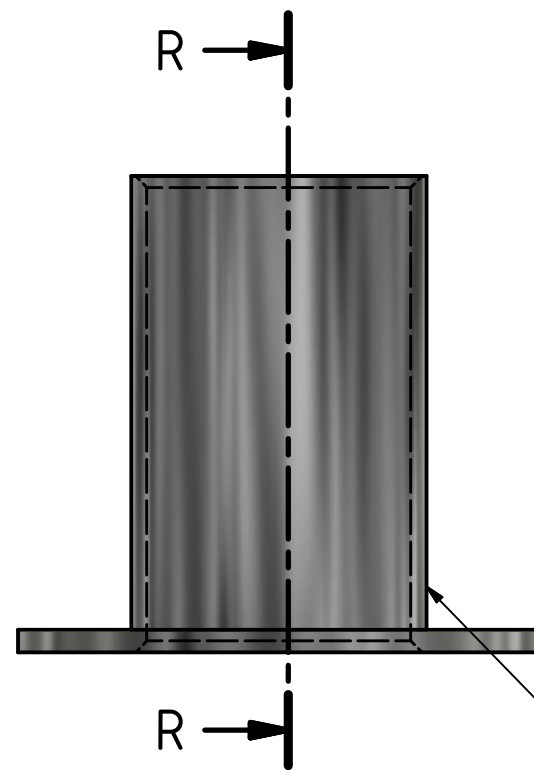


Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

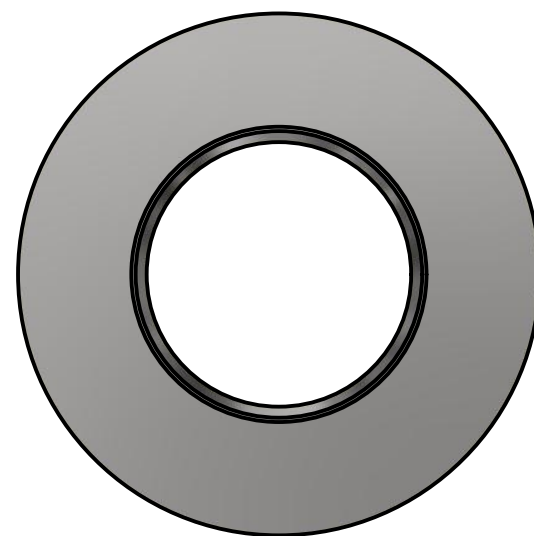
La culata esta fabricada en aluminio fundido. Gracias a ello posee gran ligereza. En caso de que el motor llegue a calentarse por encima del límite establecido, será esta la que falle por temperatura. (se dobla la base)

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/3	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  CULATA			Plano nº  16

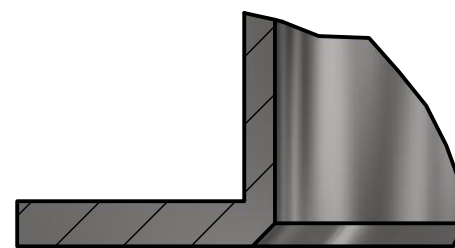


Eje hueco fabricado en acero

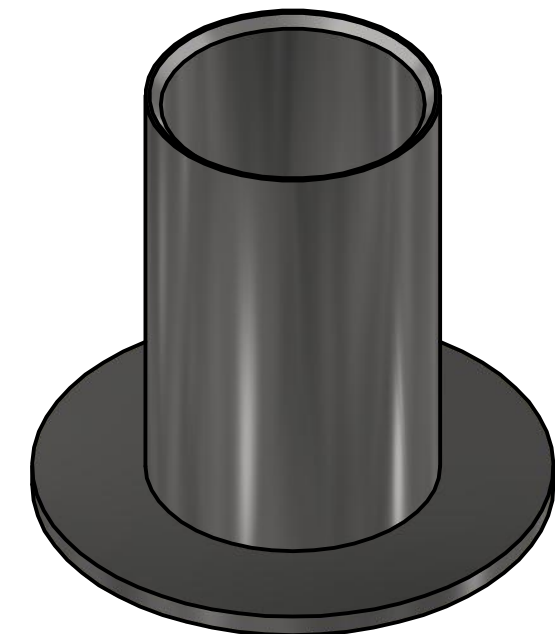
El eje se introduce mediante prensa en la rueda.



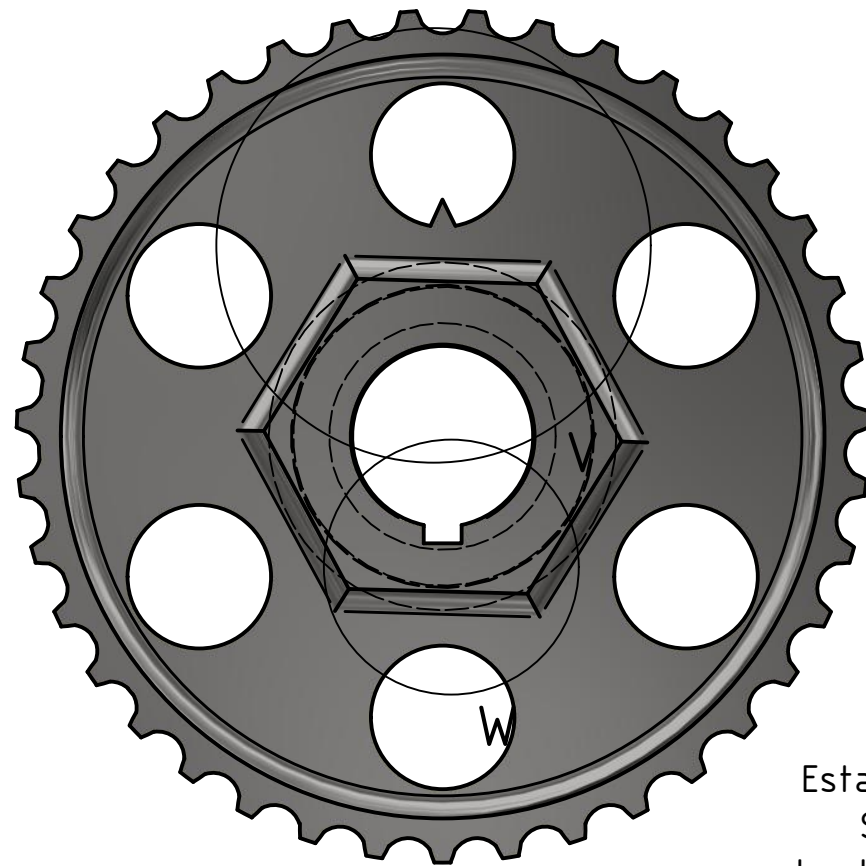
T ( 6 : 1 )



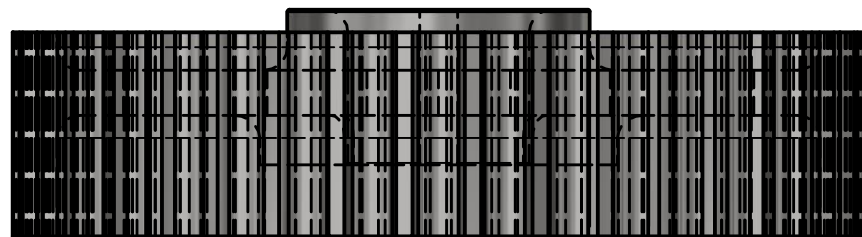
Los chaflanes interiores se mecanizan con la finalidad de facilitar la entrada de ejes y poleas



	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 3	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  EJE RUEDA TENSORA CORREA DISTRIBUCIÓN			Plano nº 17

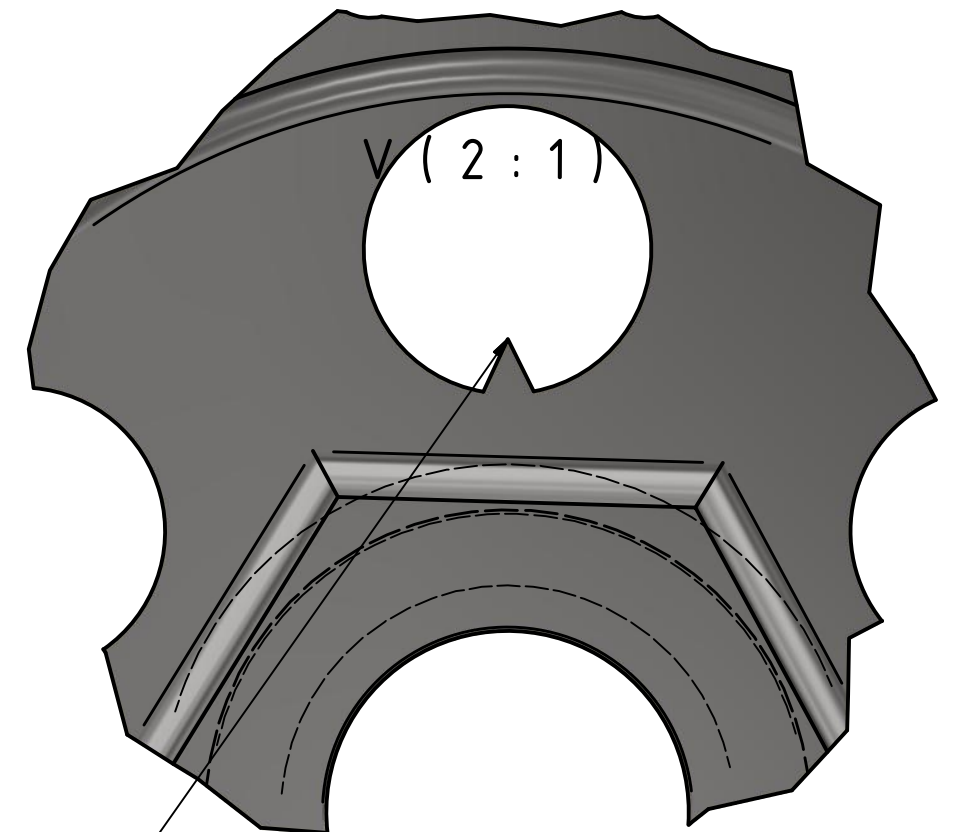


Esta marca señala el calado de la distribución.  
Su colocación a de coincidir con otra marca localizada en la culata para que la distribución sea la correcta y las válvulas no choquen contra los pistones en su movimiento de subida y bajada.

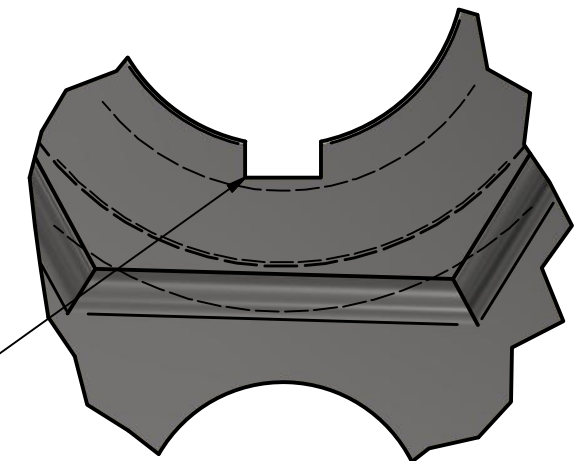


La polea se une al arbol de levas mediante una unión por chaveta

La polea de distribución es una polea síncrona de dientes rectos aligerada para disminuir la inercia durante el movimiento.

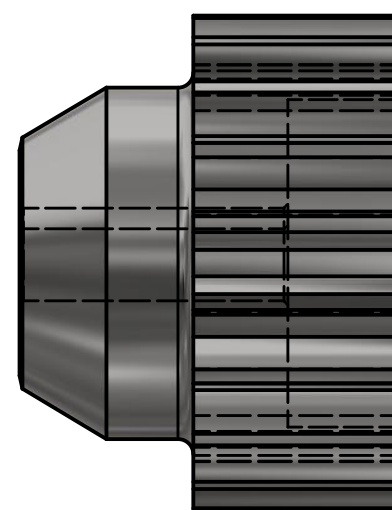
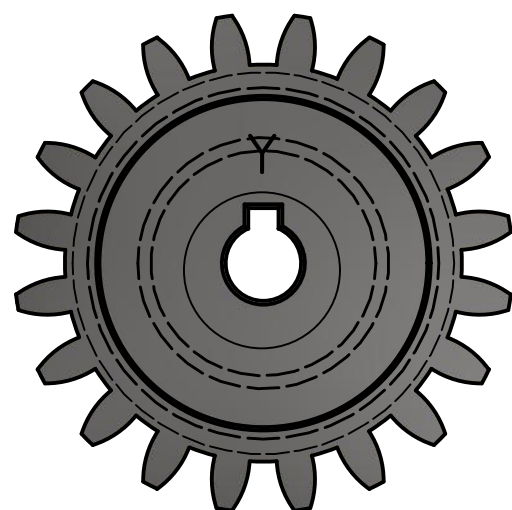


V ( 2 : 1 )



	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  POLEA DISTRIBUCIÓN ARBOL DE LEVAS			Plano nº 18

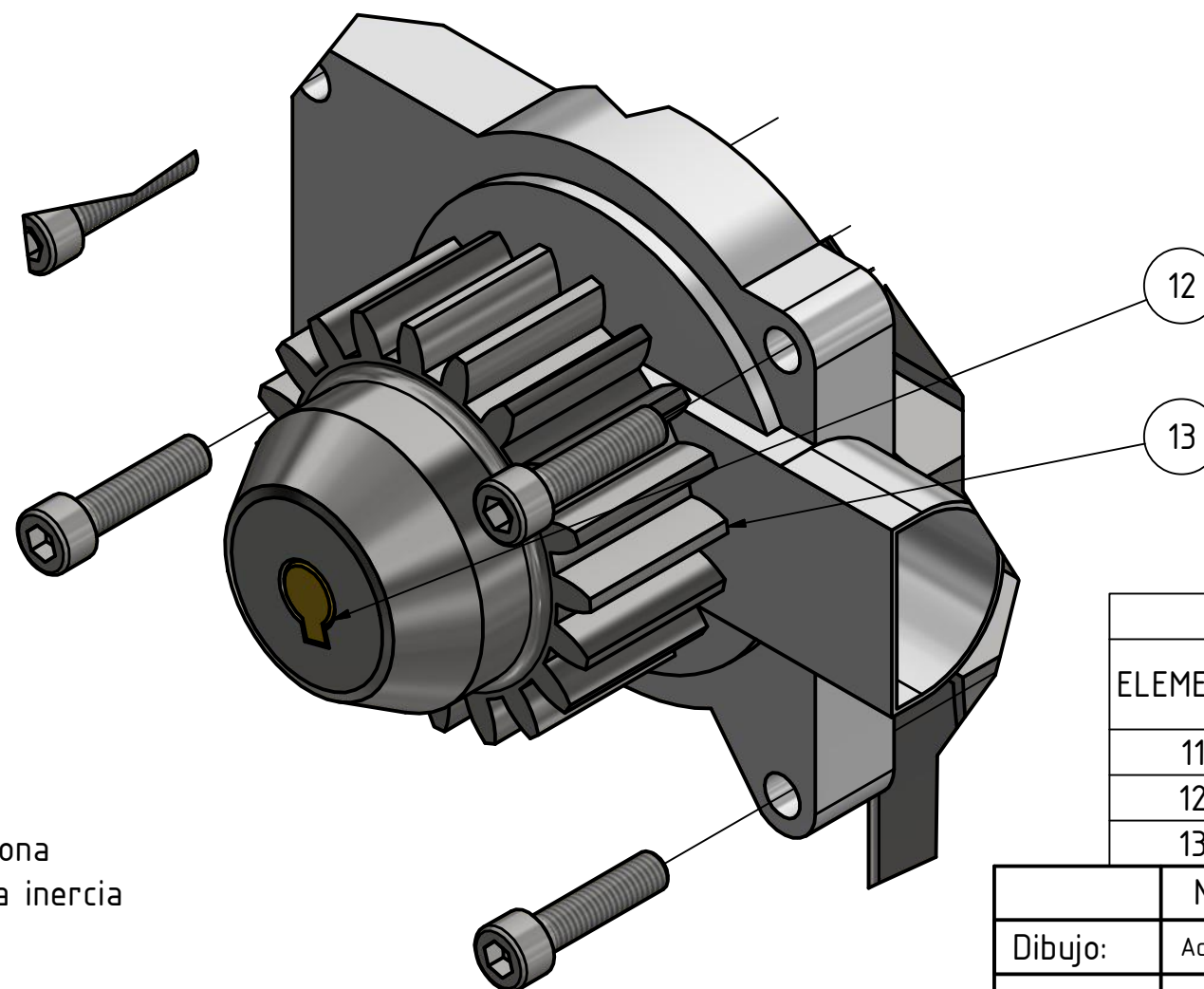
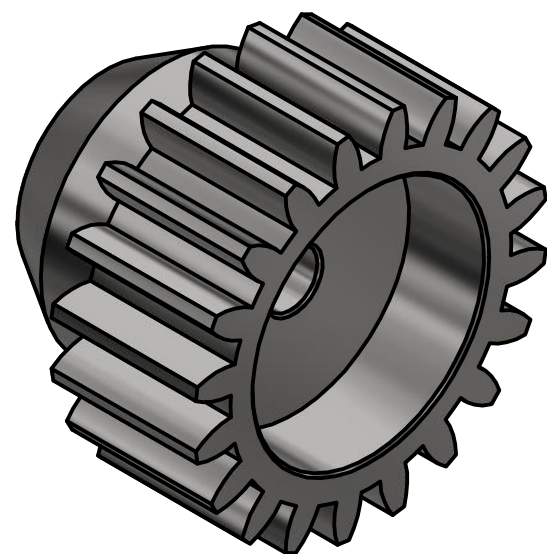
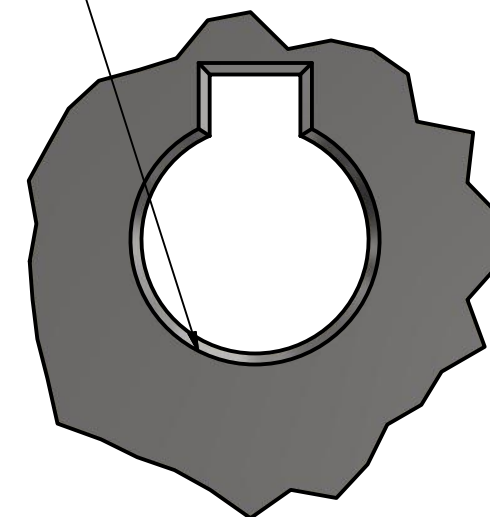




La bomba del agua lleva un eje enchavetado que une los alabes y la polea de distribución. La distribución es la encargada de dar movimiento y presión al sistema de refrigeración del motor.


AB ( 1 : 1 )

Y ( 3 )

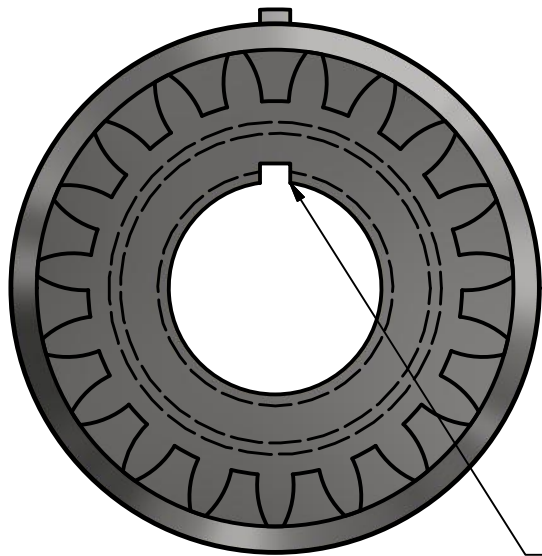


La polea de distribución es una polea síncrona de dientes rectos aligerada para disminuir la inercia durante el movimiento.

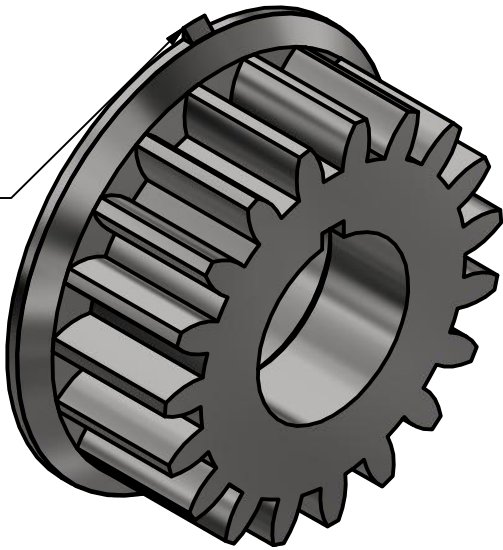
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
11	1	Paletas bomba de agua	Plano 21
12	1	Eje bomba de agua	
13	1	Polea bomba de agua	Plano 19

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:  1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  POLEA BOMBA DEL AGUA			Plano nº  19

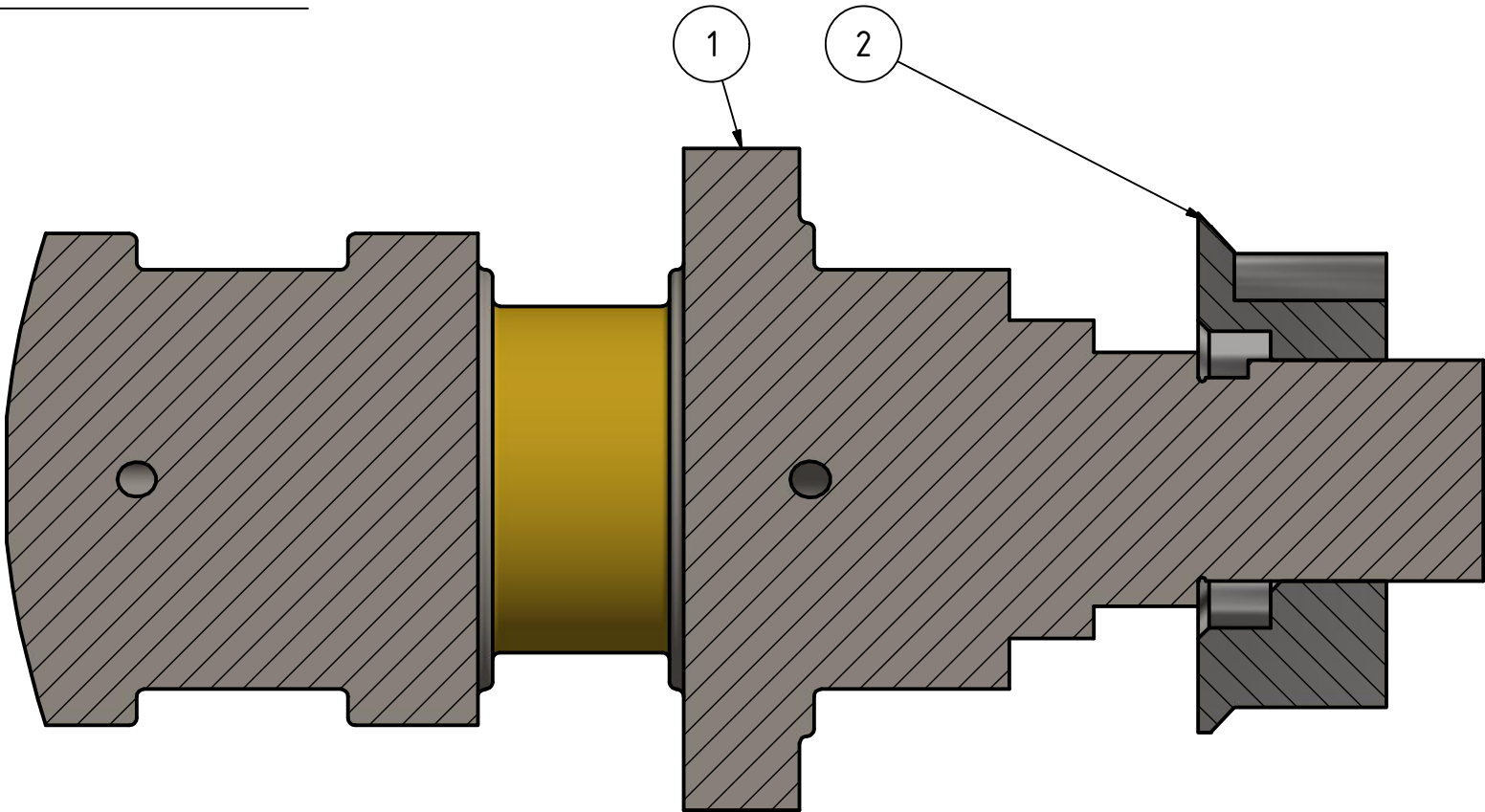
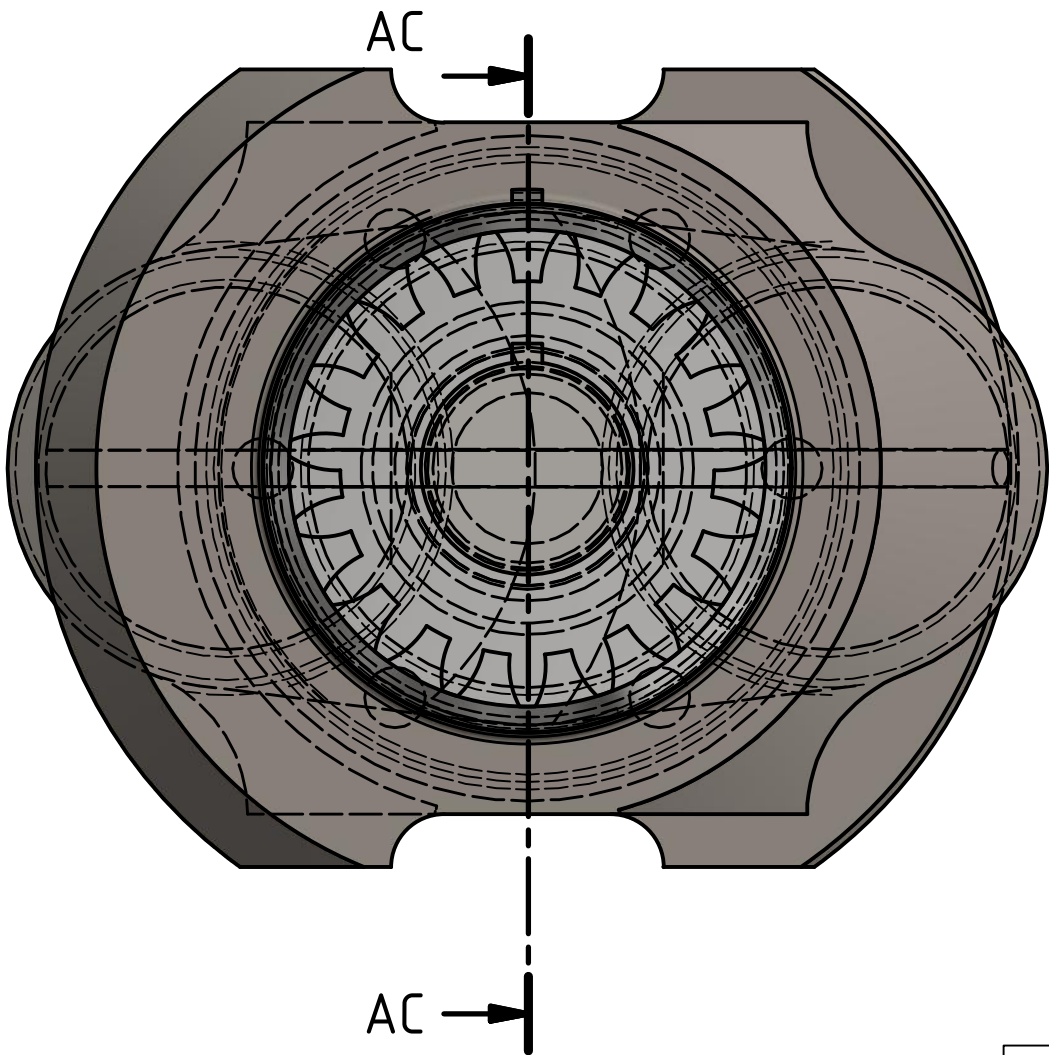
Al igual que en la polea del arbol de levas, ésta tiene una marca de calado de la distribución.  
Situando la marca en la misma posición que la que esta marcada en el bloque motor, queda la distribución del motor perfectamente montada



La polea se une al cigüeñal mediante una unión por chaveta

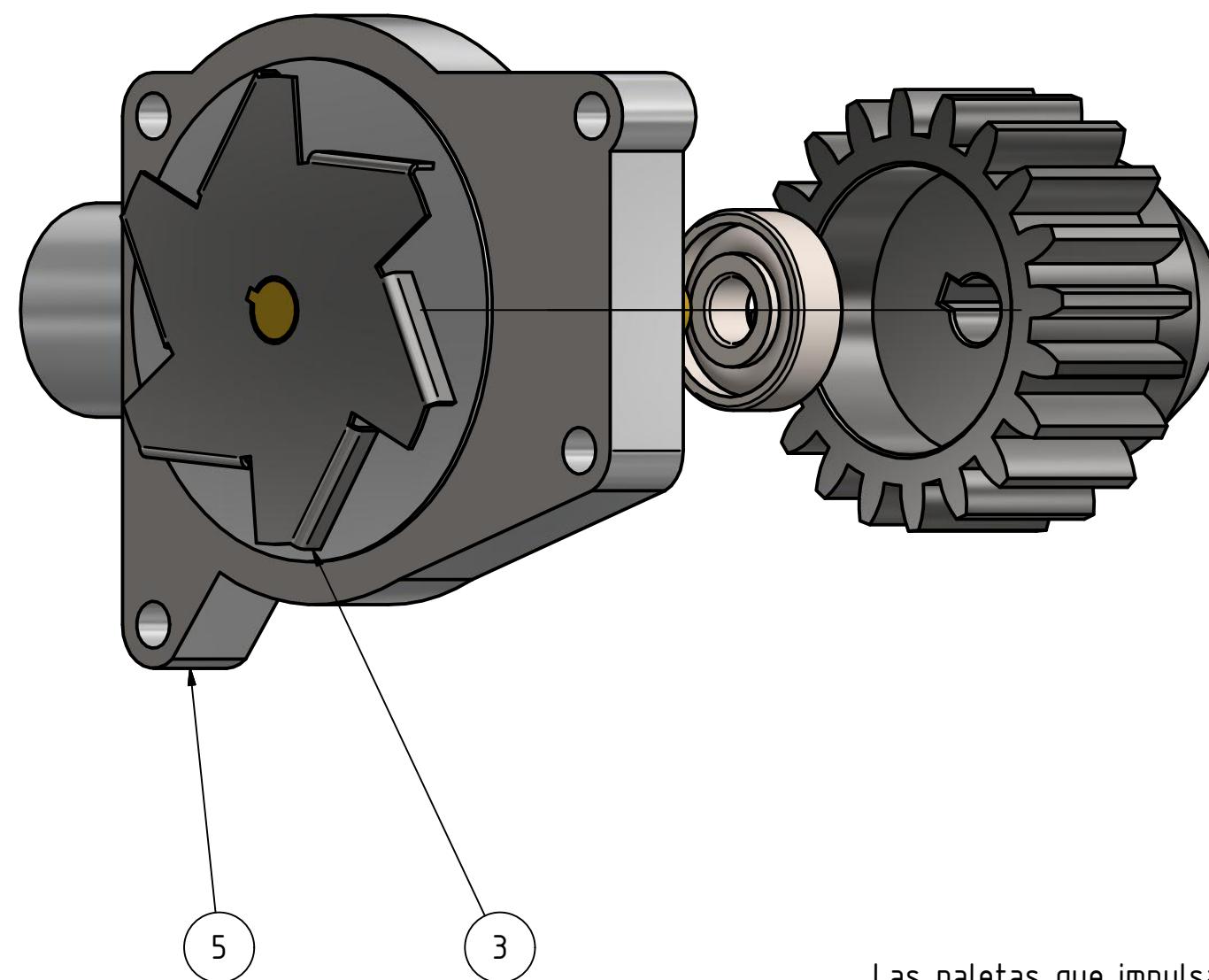


AC-AC ( 1 )

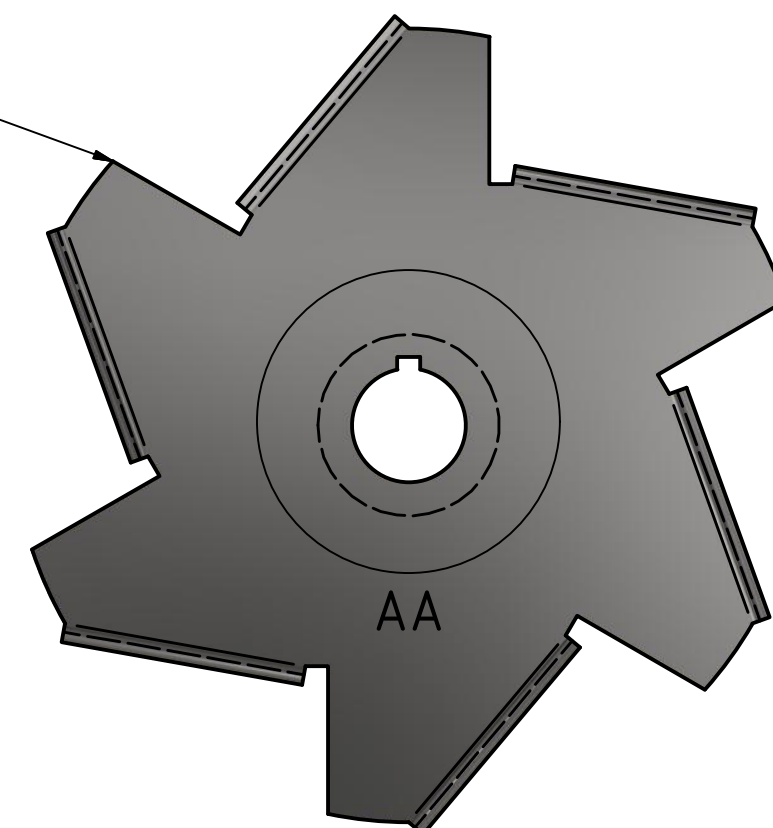


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Cigüeñal	Plano 12
2	1	Polea cigüeñal	Plano 20

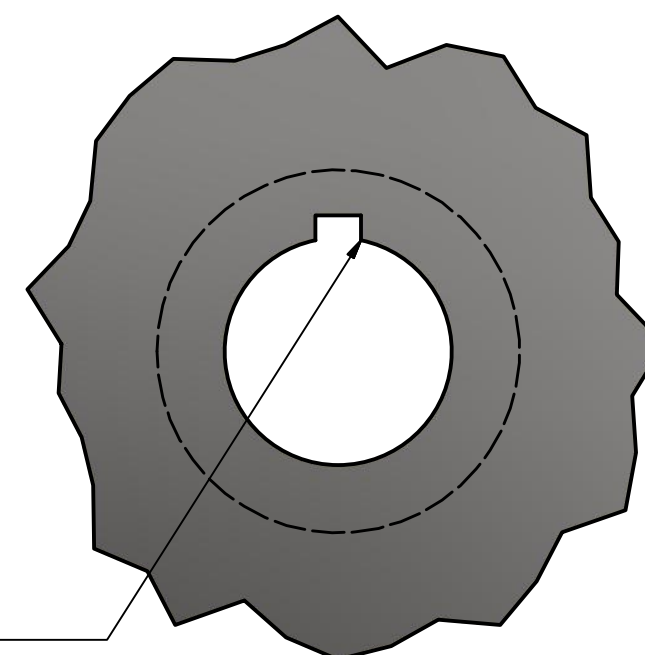
	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 20
1 : 1	POLEA CIGÜEÑAL			



Las paletas se fabrican con chapa doblada




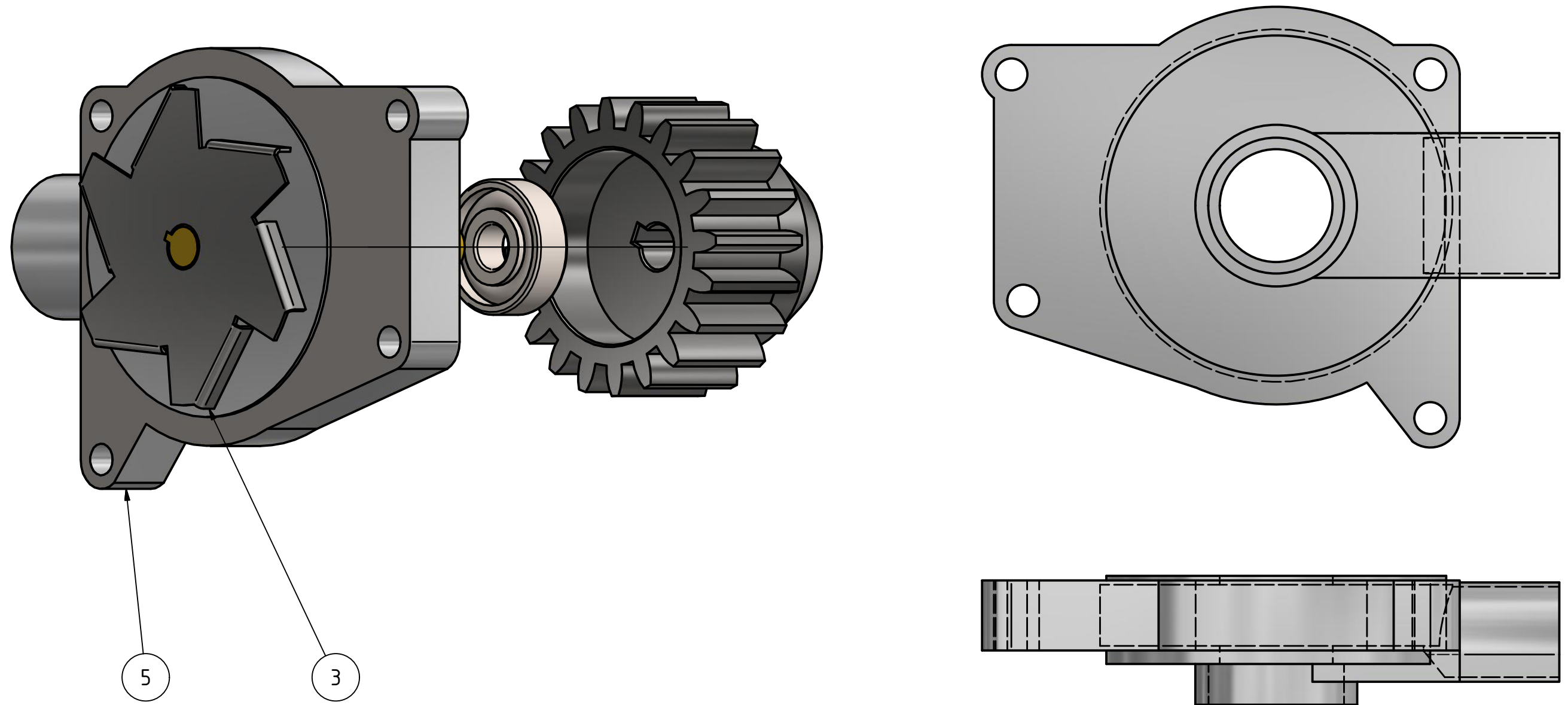
AA ( 3 : 1 )



Las paletas que impulsan el líquido refrigerante por el circuito de refrigeración se unen a la bomba mediante un eje enchavetado.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Eje bomba de agua	
3	1	Paletas bomba de agua	Plano 21
5	1	Cuerpo de la bomba de agua	Plano 22

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 21
1.5	PALETAS BOMBA DE AGUA			



Será importante no rellenar nunca con agua el sistema de refrigeración del vehículo para evitar la aparición de cal y óxido en todos los elementos

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Eje bomba de agua	
3	1	Paletas bomba de agua	Plano 21
5	1	Cuerpo bomba de agua	Plano 22

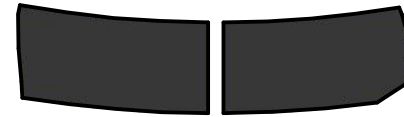
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  CUERPO BOMBA DE AGUA			Plano nº 22



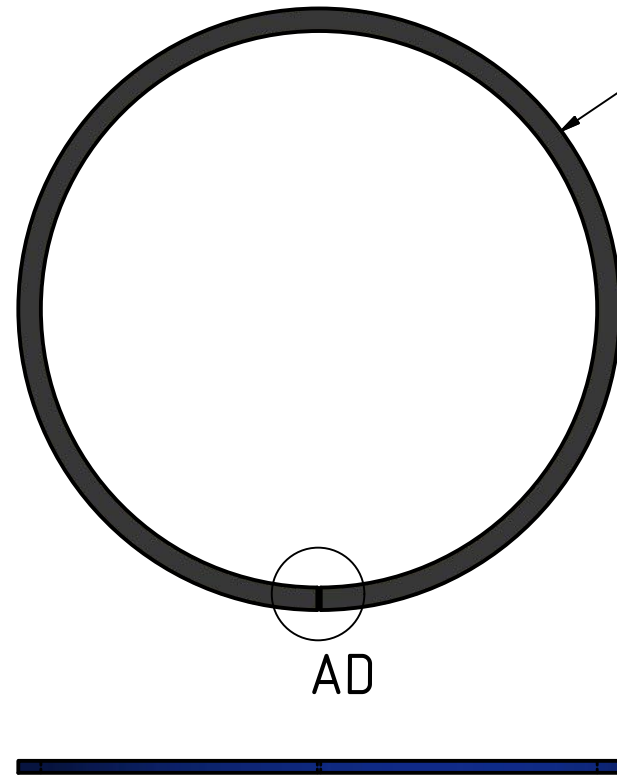
## SEGMENTO DE COMPRESIÓN

Cada pistón posee 2 segmentos de compresión

AD ( 4/1 )

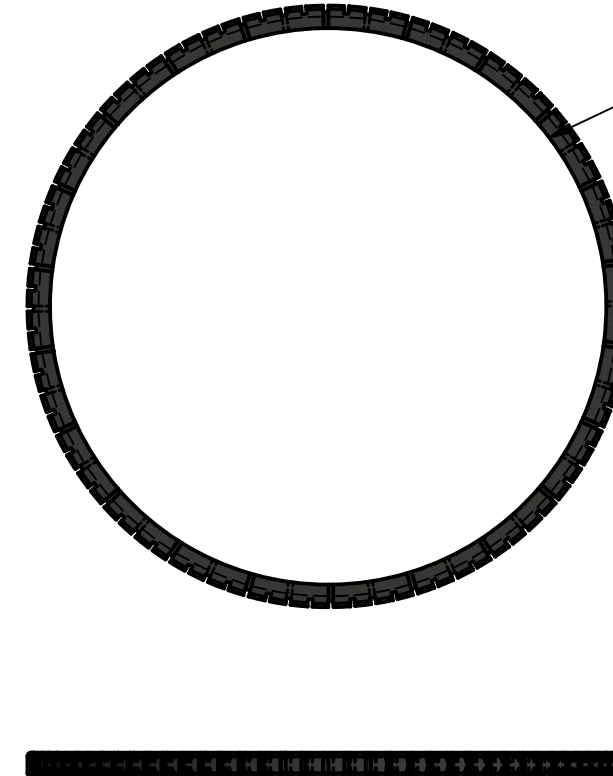


Los segmentos vienen partidos para poder montarlos en el pistón



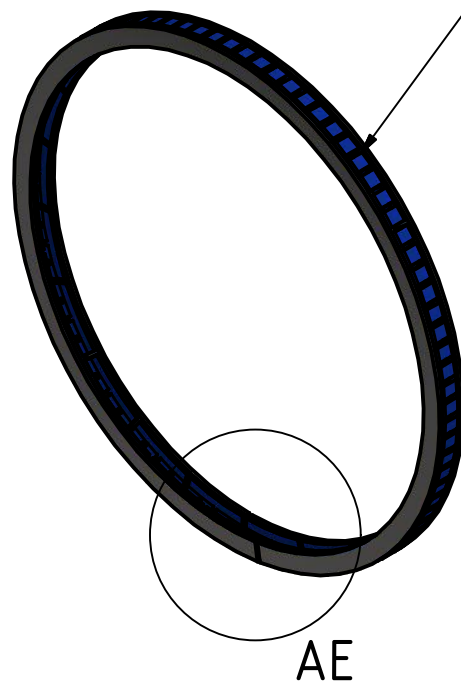
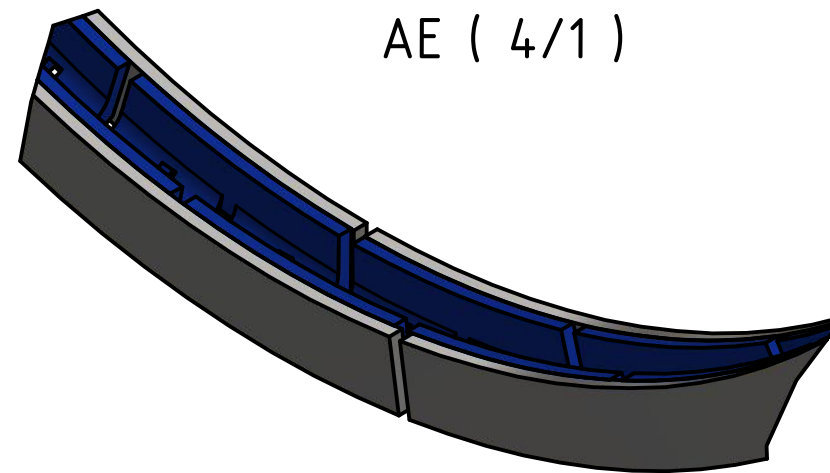
## SEGMENTO DE ENGRASE

Cada pistón posee 1 segmento de engrase




El segmento de engrase se monta con dos semisegmentos de acero

AE ( 4/1 )

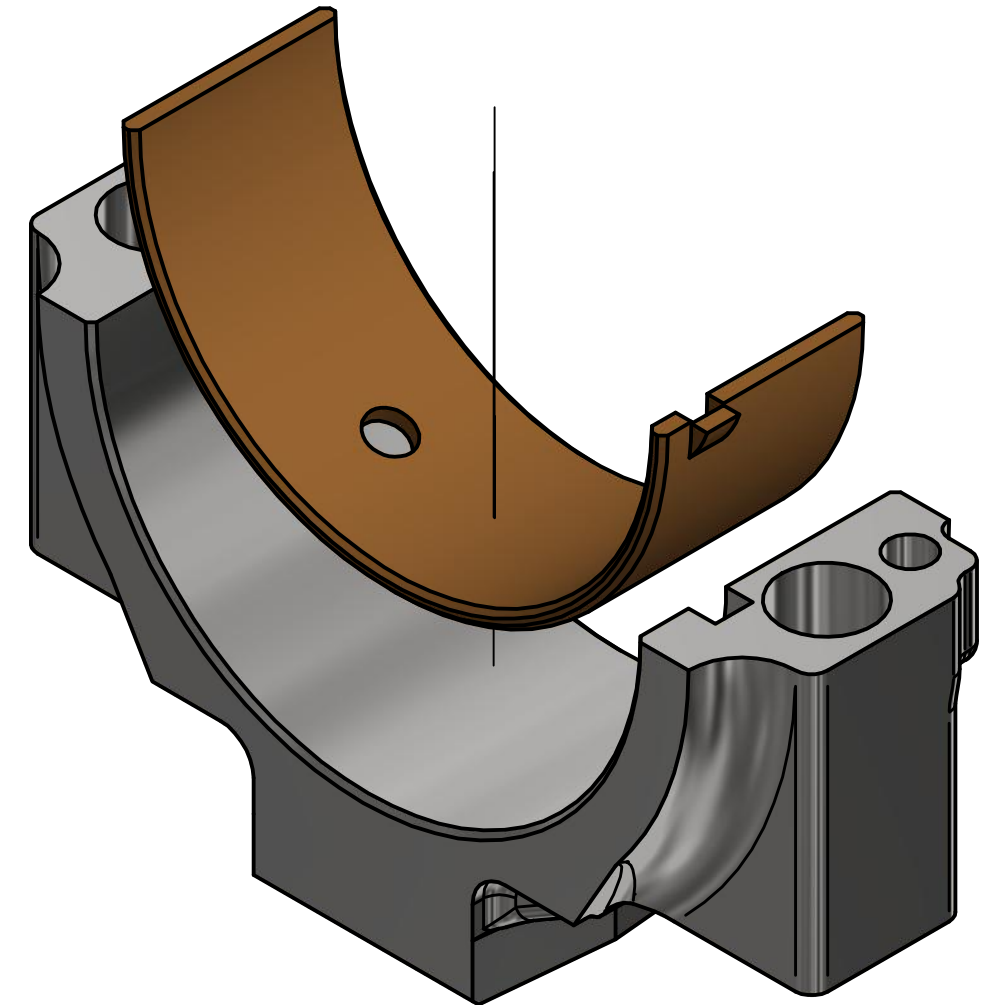
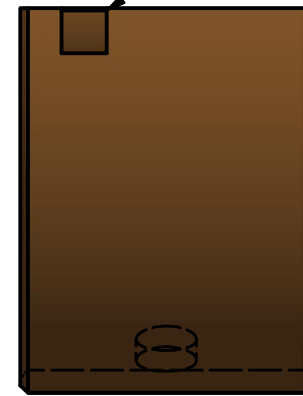
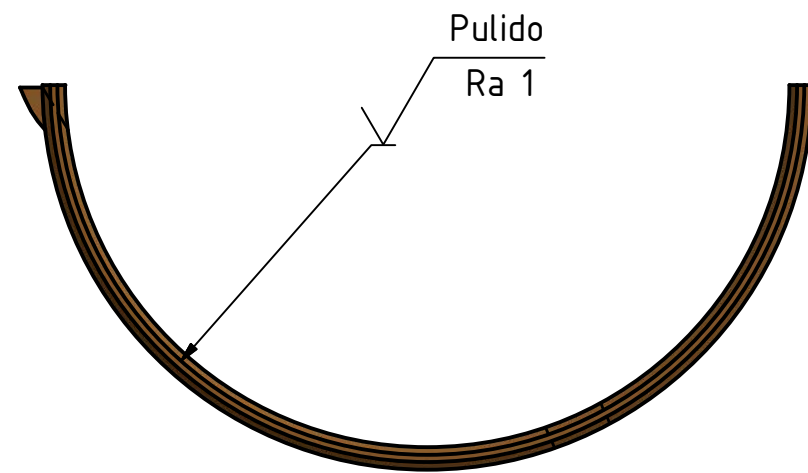


Este segmento tiene como finalidad dejar pasar el aceite desde el interior del pistón a la camisa del cilindro para evitar el rozamiento

Ref venta: GOETZE 08-214100-00

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº  24
1 : 1	SEGMENTOS DE COMPRESIÓN Y ENGRASE			



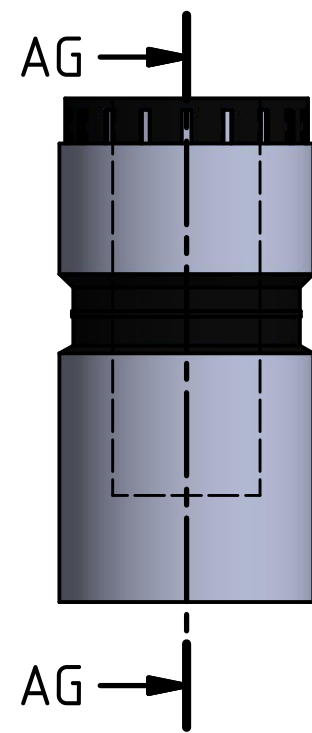


Calidad superficial ISO 4288

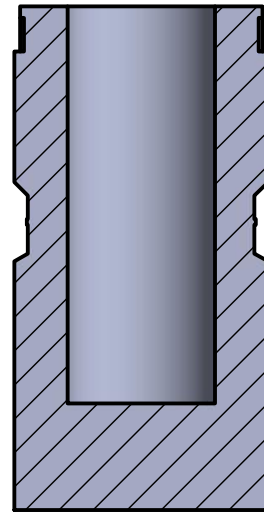
Calidad superficial General: Ra 6.3

Es de suma importancia que las tolerancias dimensionales sean las correctas, ya que si se modifica el espesor en mas de 0.15 mm el cigüeñal se quedará agarrotado

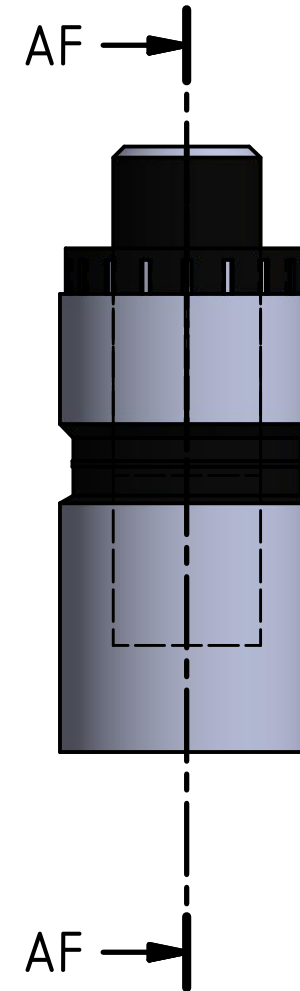
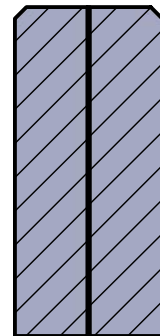
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  SEMICASQUILLO BIELA			Plano nº 25



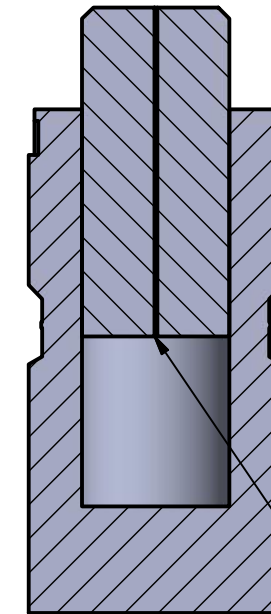
AG-AG ( 1.5 )



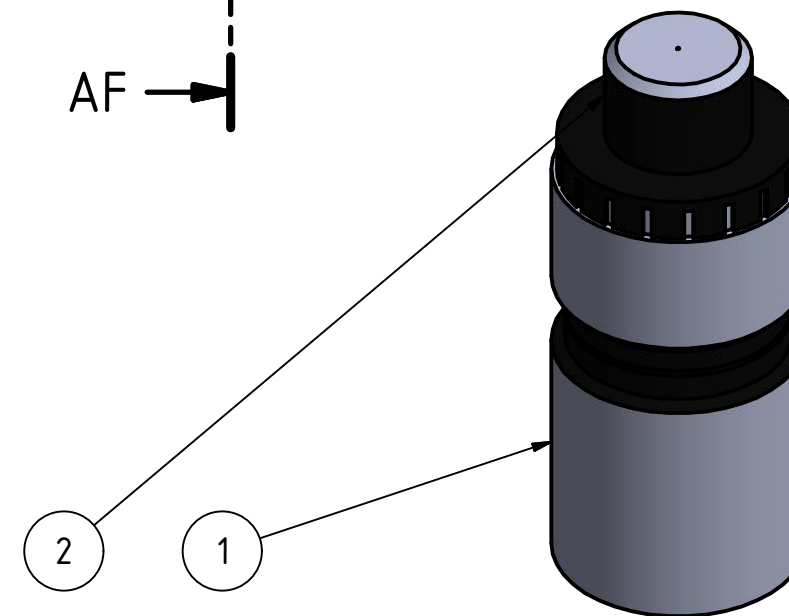
AH-AH ( 1.5 )



AF-AF ( 1.5 )

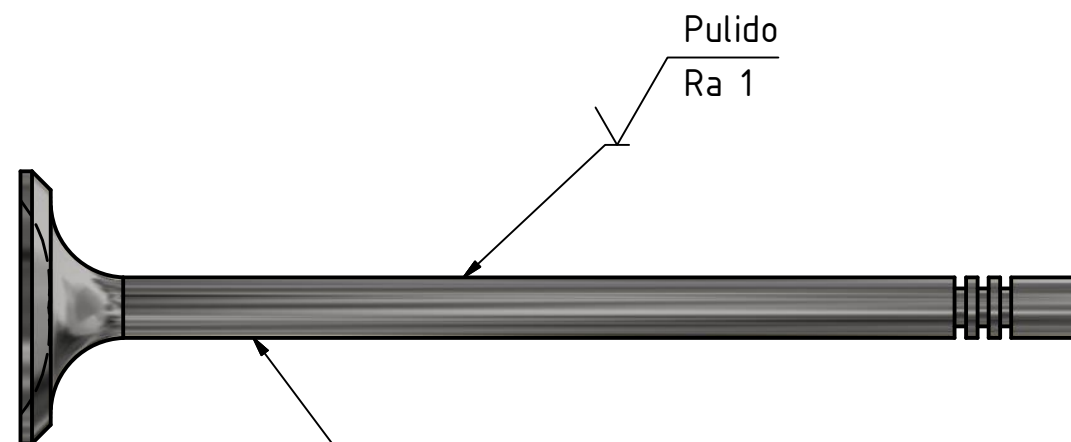


Permite el paso de aceite al interior funcionando de amortiguador hidráulico

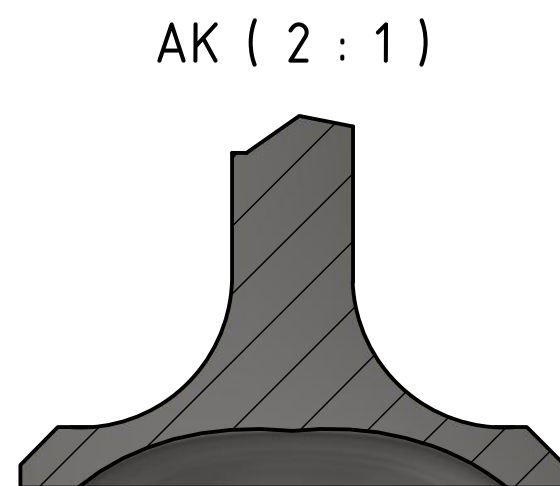


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Taqué hidráulico parte 1	Plano 27
2	1	Taqué hidráulico parte 2	Plano 27

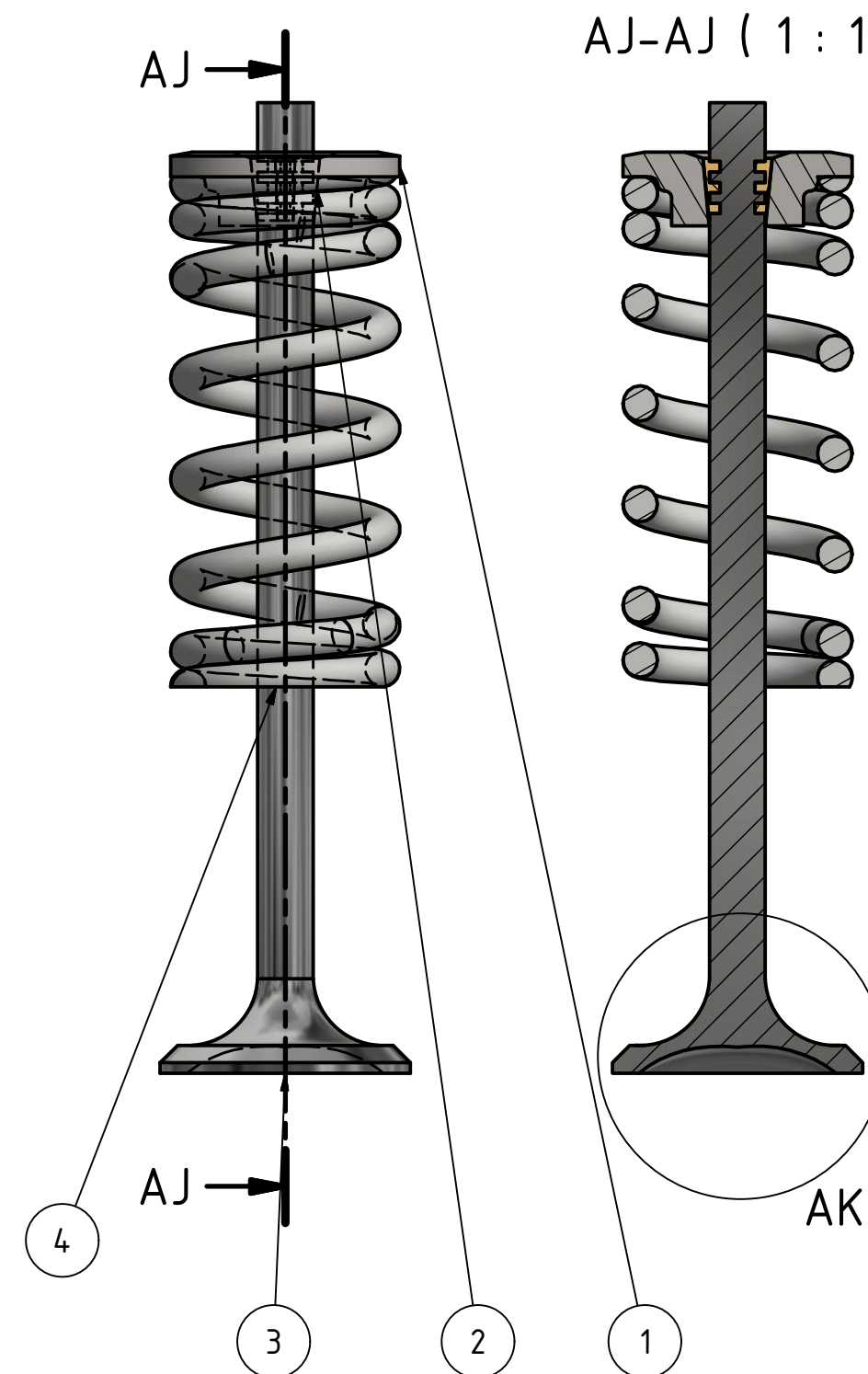
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.				Plano nº
1 : 1	TAQUÉS HIDRÁULICOS				27



Las válvulas trabajan bajo altas temperaturas por ello, han de estar correctamente lubricadas además de fabricarse en materiales más resistentes




La zona inferior de la válvula se redondea para mantener la forma de la cámara de compresión y no producir grandes turbulencias en la etapa de admisión

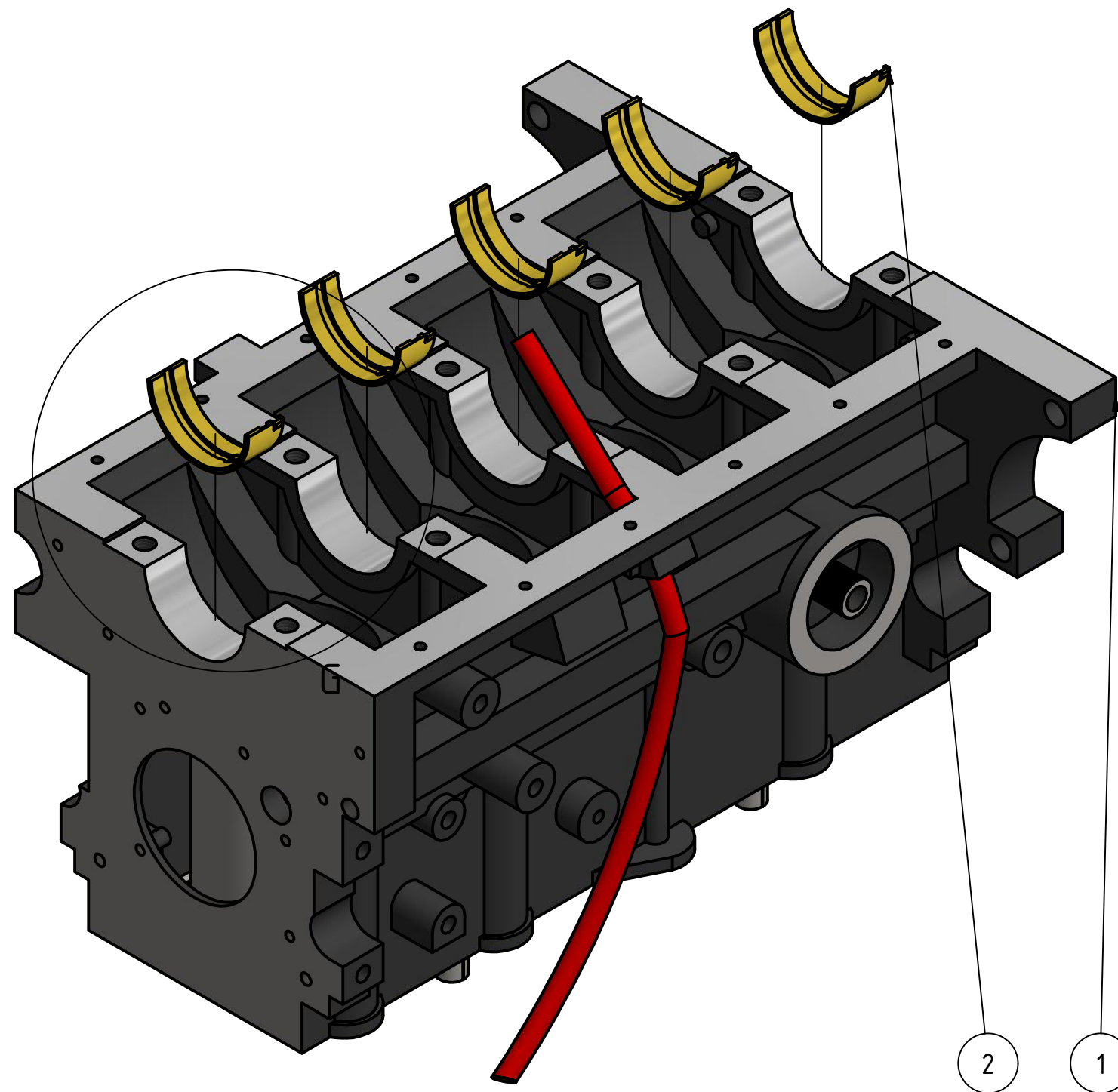


Calidad superficial ISO 4288

Calidad superficial General: Ra 6.3

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tapa muelle	
2	2	Semicasquillo válvulas	
3	1	Válvula admisión	Plano 28
4	1	Muelle de compresión	

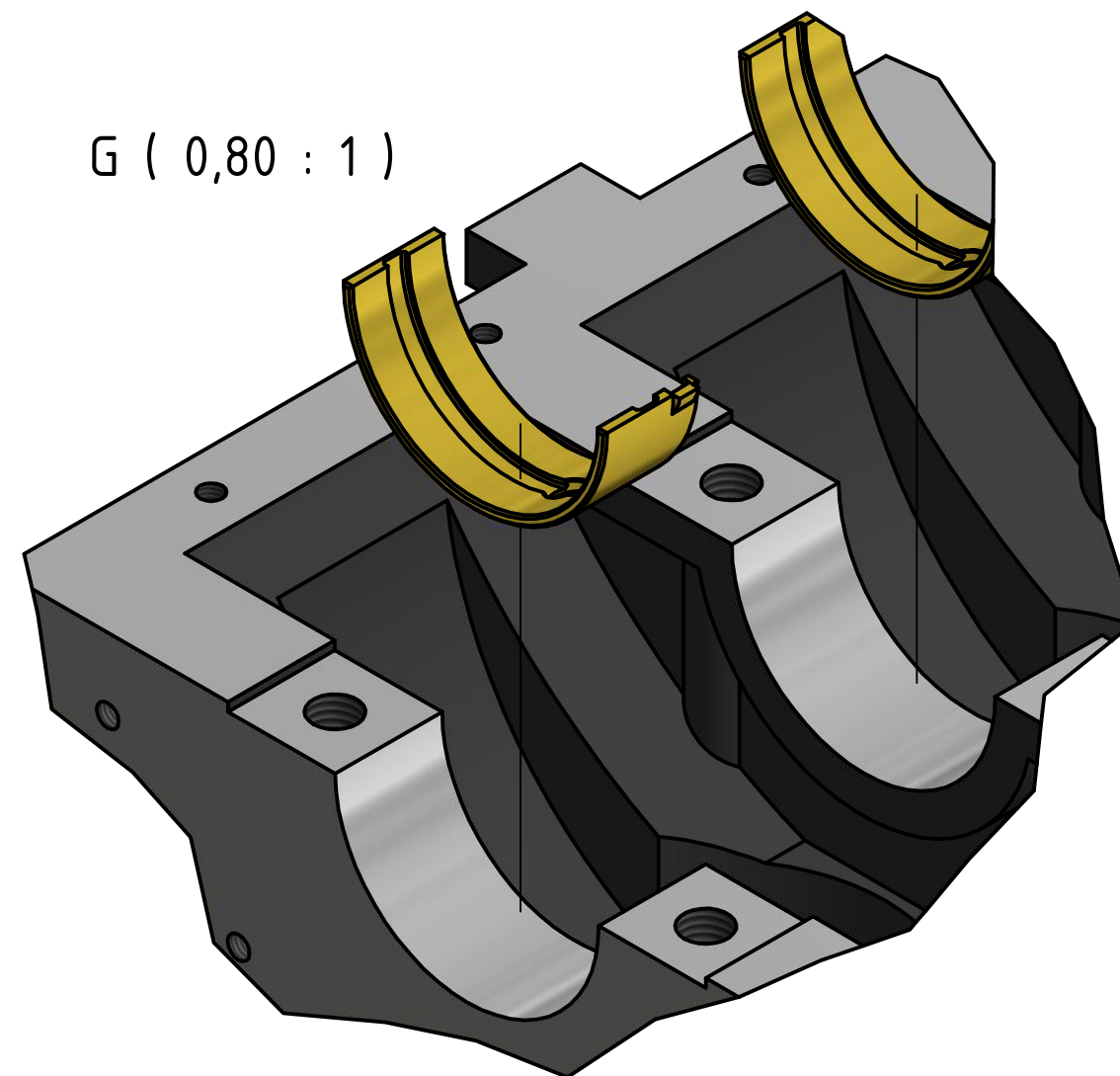
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	Plano nº 28
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.				
1 : 1	CONJUNTO VÁLVULAS ADMISIÓN				




El montaje de los casquillos se debe realizar untando con aceite el soporte del bloque y el casquillo, para evitar cualquier rocedurante el montaje.

Tienen una única posción de montaje y son todos iguales

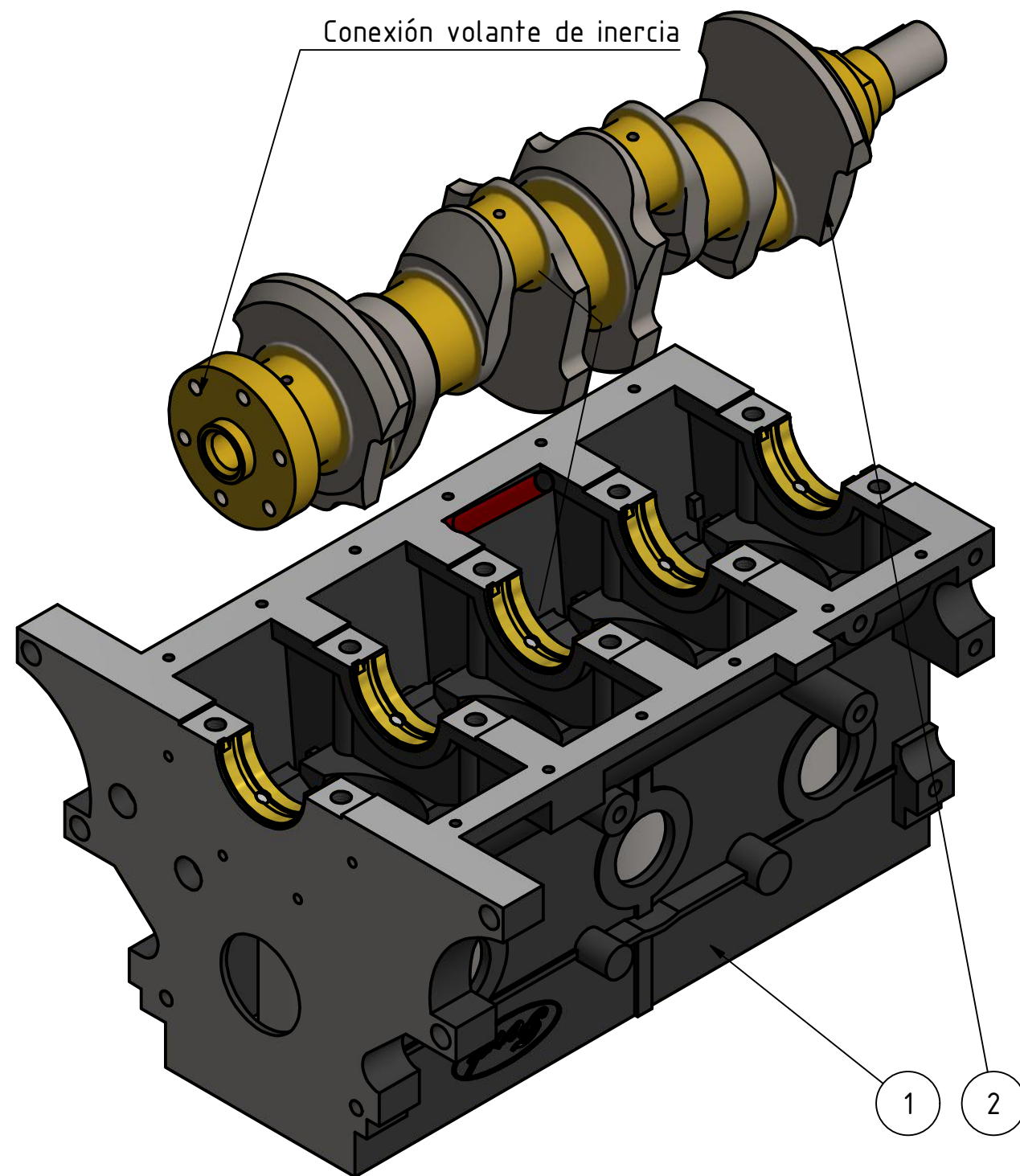
G ( 0,80 : 1 )



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Motor	
2	5	Casquillos de bancada	Plano 11

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
N Escala: 1/2.5	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE CASQUILLOS DE BANCADA-BLOQUE MOTOR			Plano nº 29



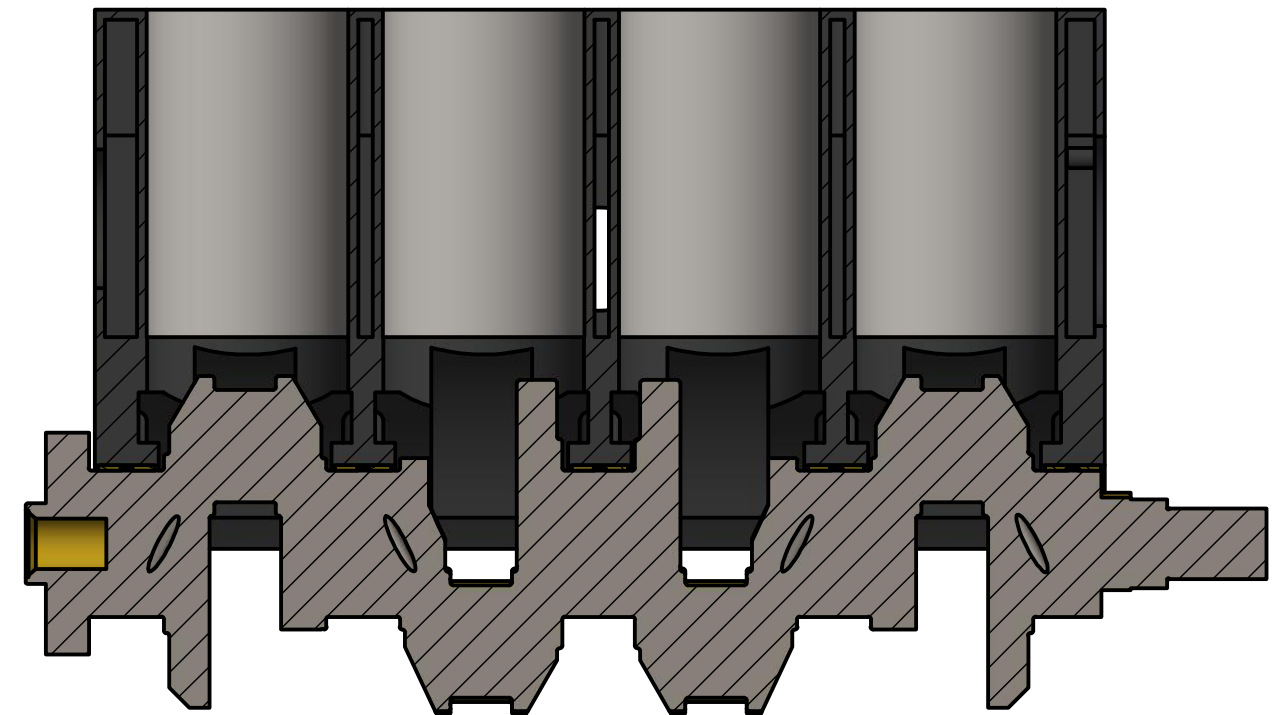


En el momento de montar el cigüeñal se tendrá especial cuidado con la lubricación de los casquillos dando numerosas vueltas sin pretar los apoyos de bancada.


Se monte desde la parte superior y se deja apoyar suavemente sobre los casquillos.

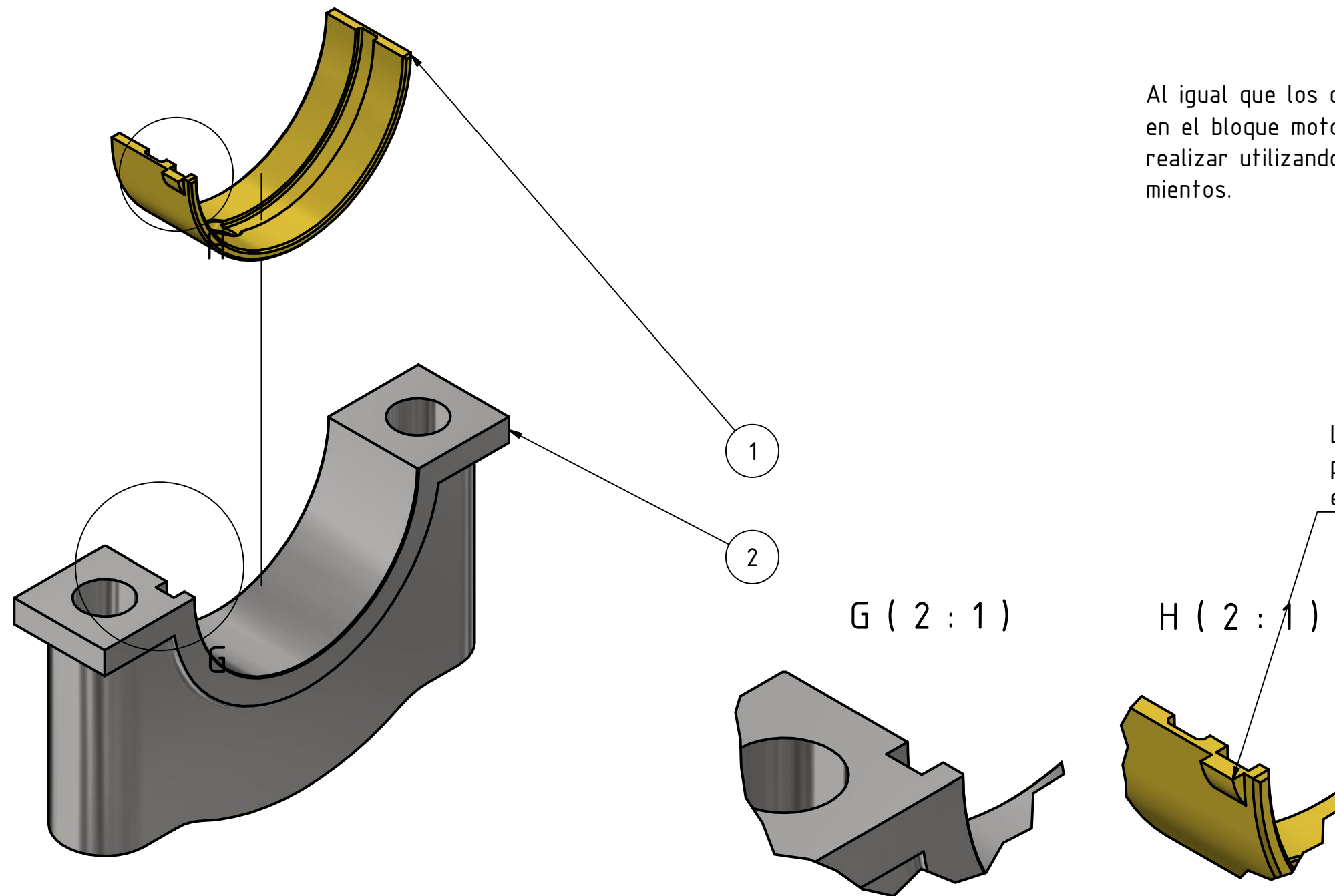
El cigüeñal tiene una única posición que hay que mantener. Un mal montaje provocaría un fallo completo del motor.

K-K ( 1/3 )



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Motor	
2	1	Cigüeñal	Plano 12

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA	
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
N	Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº
	1/3	MONTAJE BLOQUE-CIGÜEÑAL			30



Al igual que los casquillos que se colocan en el bloque motor, aqui el montaje se debe realizar utilizando aceite para evitar rozamientos.

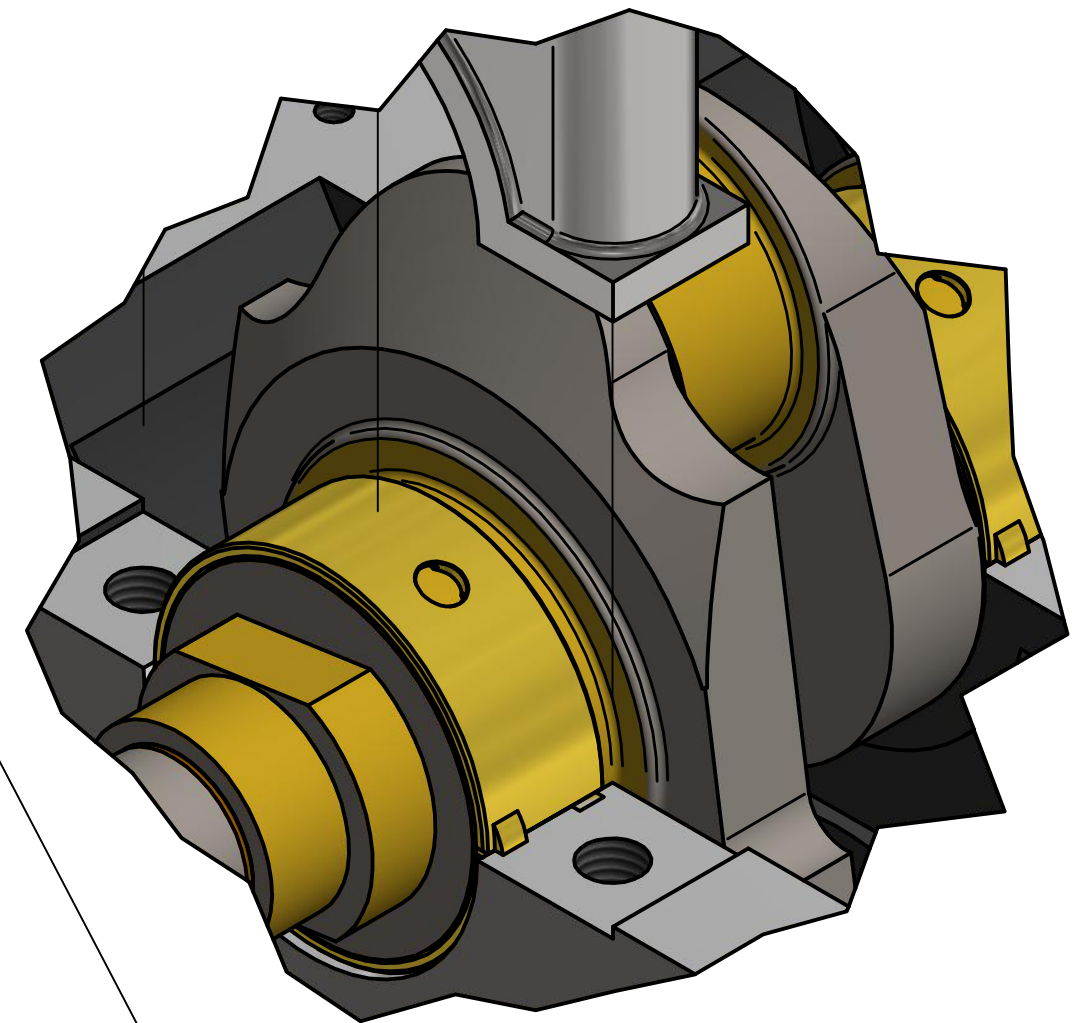
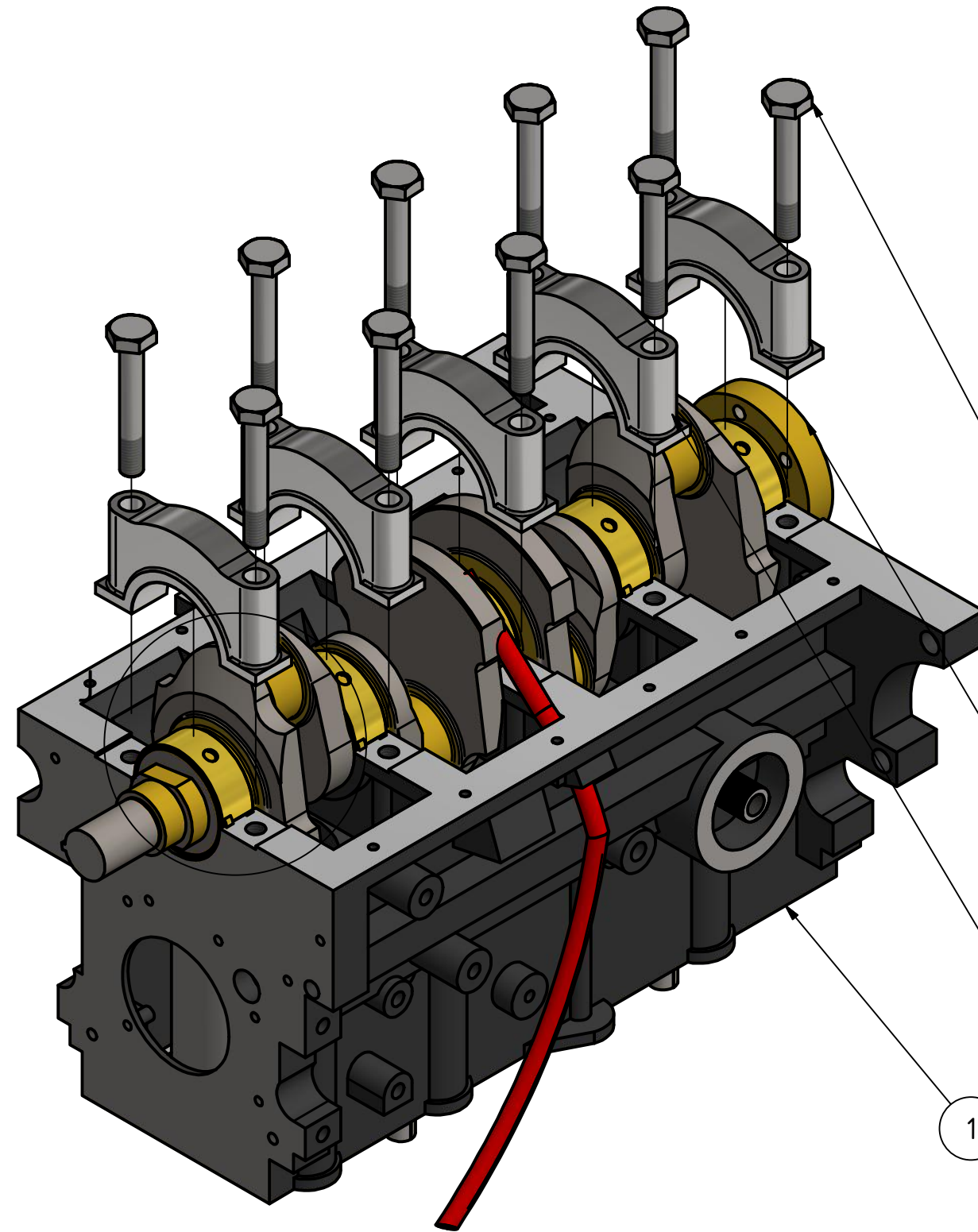
La posición de montaje viene marcada por la patilla de montaje, localizada en el apoyo y en el casquillo

G ( 2 : 1 )

H ( 2 : 1 )

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Casquillos de bancada	Plano 11
2	1	Apoyos de bancada	Plano 05

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 31
1	MONTAJE APOYO DE BANCADA-CASQUILLOS DE BANCADA			

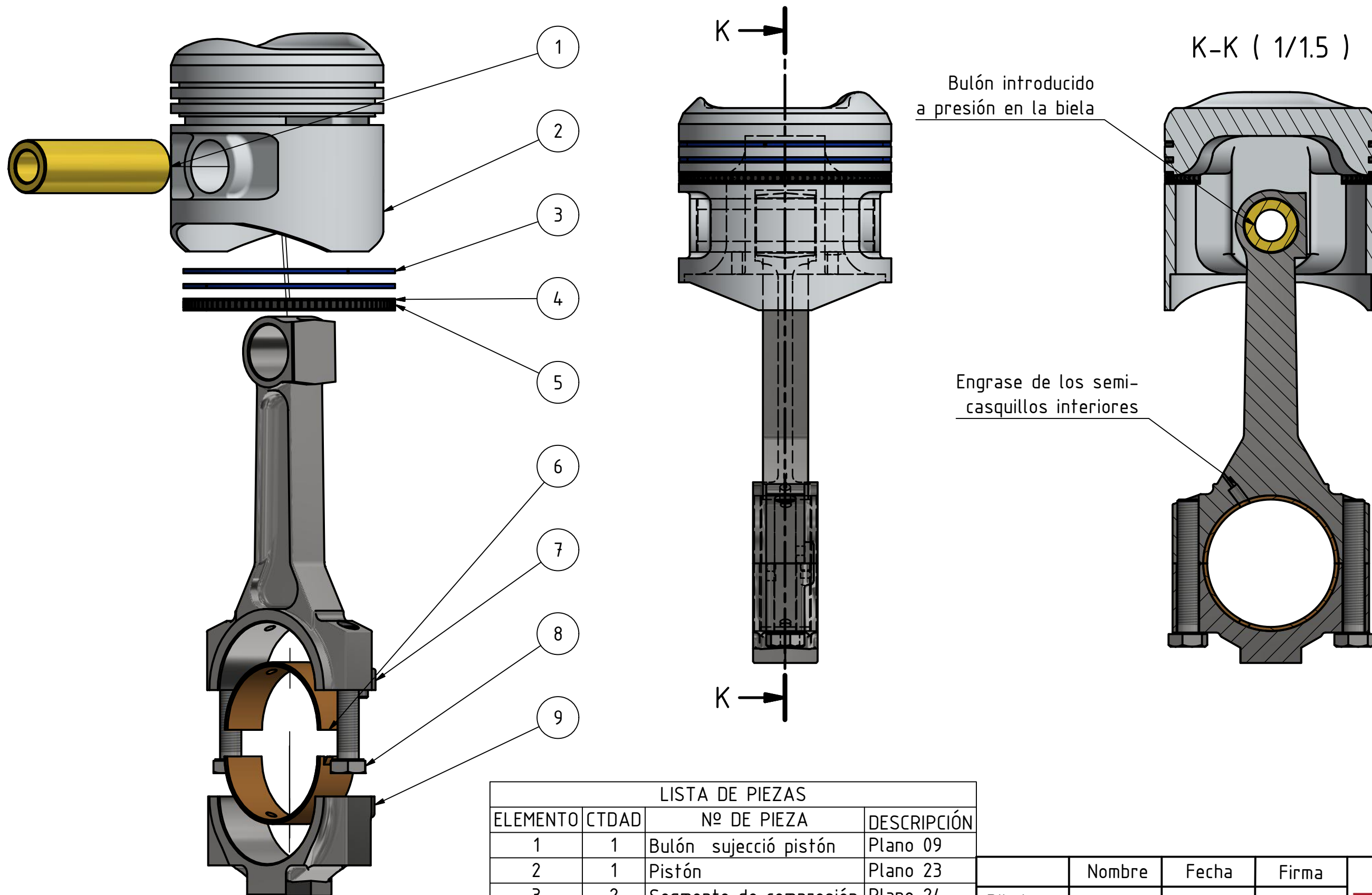


Par de apriete tornillos de bancada (Kp.m)= 9,0 - 10,0

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Motor	
2	5	Montaje apoyos de bancada-casquillos de bancada	Plano 31
3	1	Cigüeñal	Plano 12
4	10	DIN 6914 - M12 x 80	Norma

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala: 1/3	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras. MONTAJE APOYOS DE BANCADA				Plano nº 31



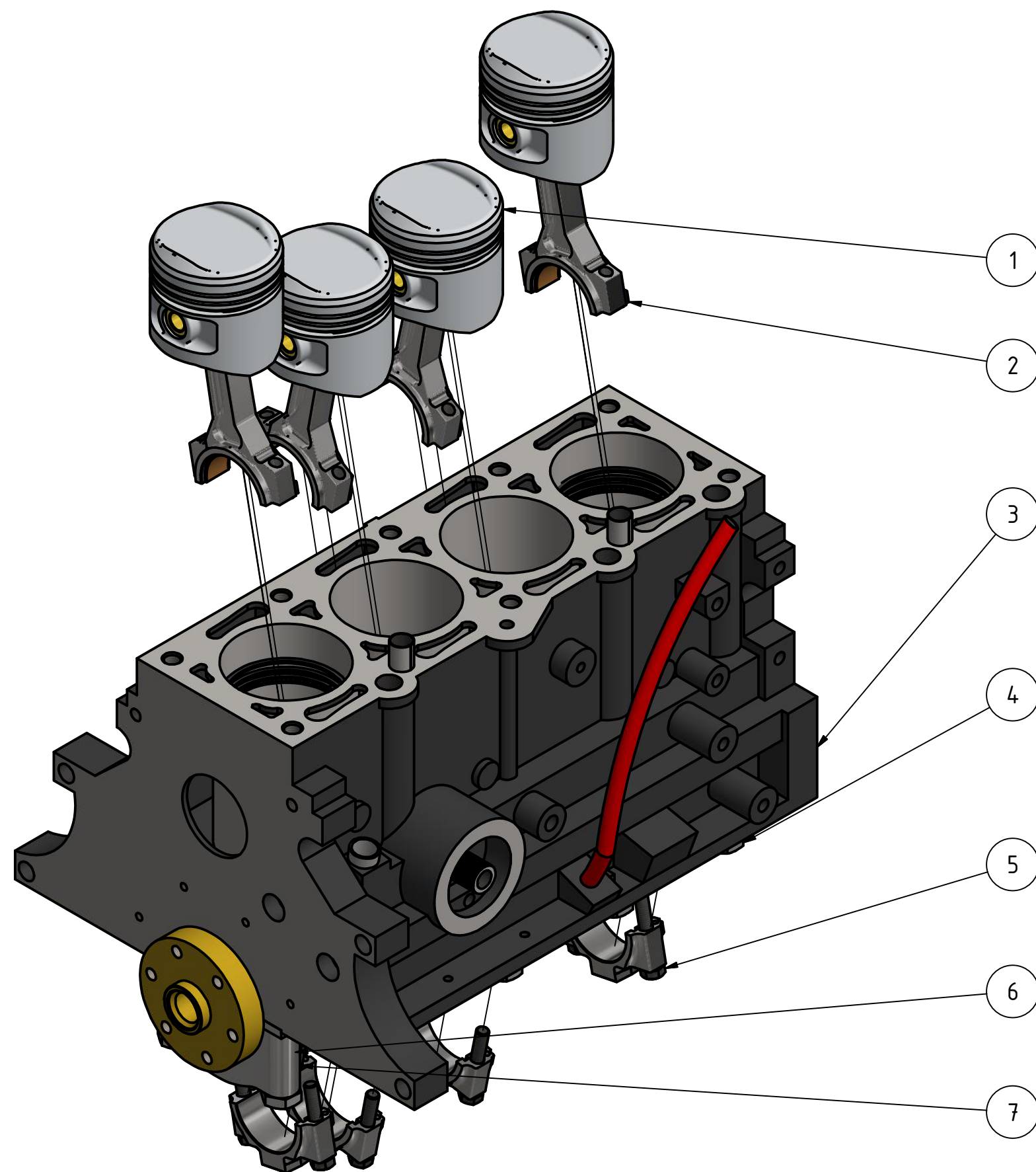


#### LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Bulón sujección pistón	Plano 09
2	1	Pistón	Plano 23
3	2	Segmento de compresión	Plano 24
4	2	Segmento engrase 1	Plano 24
5	1	Segmento engrase 2	Plano 24
6	2	Semicasquillo biela	Plano 25
7	1	Biela parte superior	Plano 07
8	2	M8 x 1 x 50	ISO 8676
9	1	Biela parte inferior	Plano 06

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:  1/1.5	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE PISTÓN-BIELA			Plano nº  33




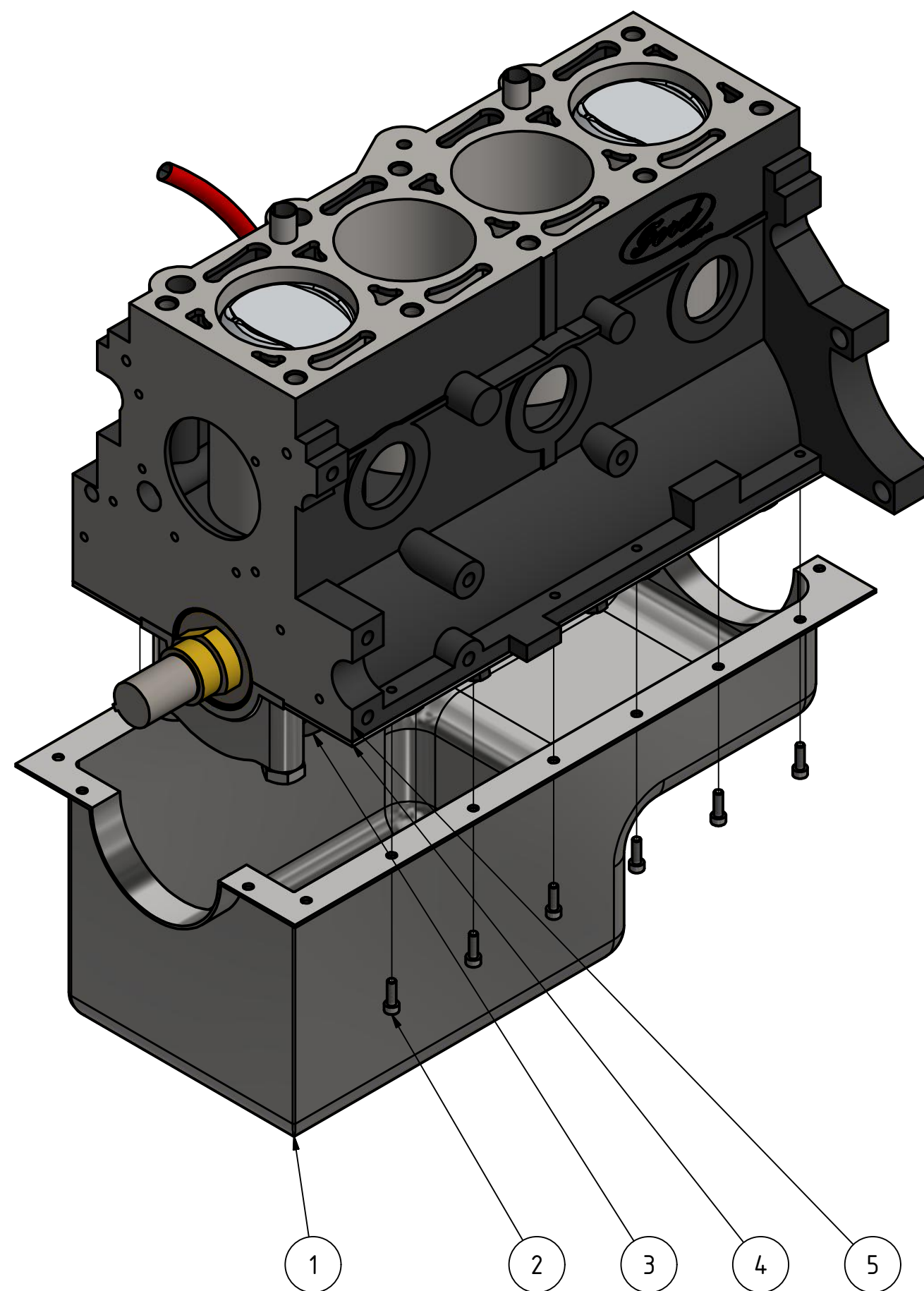


El conjunto biela pistón, se introduce en el bloque en dos partes: por arriba se introduce el pistón y la parte superior de la biela, y por la zona del carter se introduce la parte inferior de la biela.

Este montaje se ha de realizar bañando los cilindros y casquillos de bielas con aceite, para evitar cualquier rozamiento. Antes de pretar los tornillos con su correspondiente par de apriete, es recomendable darle vueltas al cigüeñal de forma manual, cerciorandose que gira correctamente.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	4	Pistón	Plano 23
2	4	Montaje pistón-biela	Plano 23
3	1	Montaje casquillo de bancada	Plano 29
4	10	M12 x 80	DIN 6914
5	8	M8 x 50	ISO 4016
6	1	Cigüeñal	Plano 12
7	5	Montaje apoyos de bancada-casquillos de bancada	Plano 31
8	8	Segmento de compresión	Plano 24
9	8	Segmento de engrase 1	Plano 24
10	4	Segmento de engrase 2	Plano 24


	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/3	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE PISTONES-CIGÜEÑAL			Plano nº 34



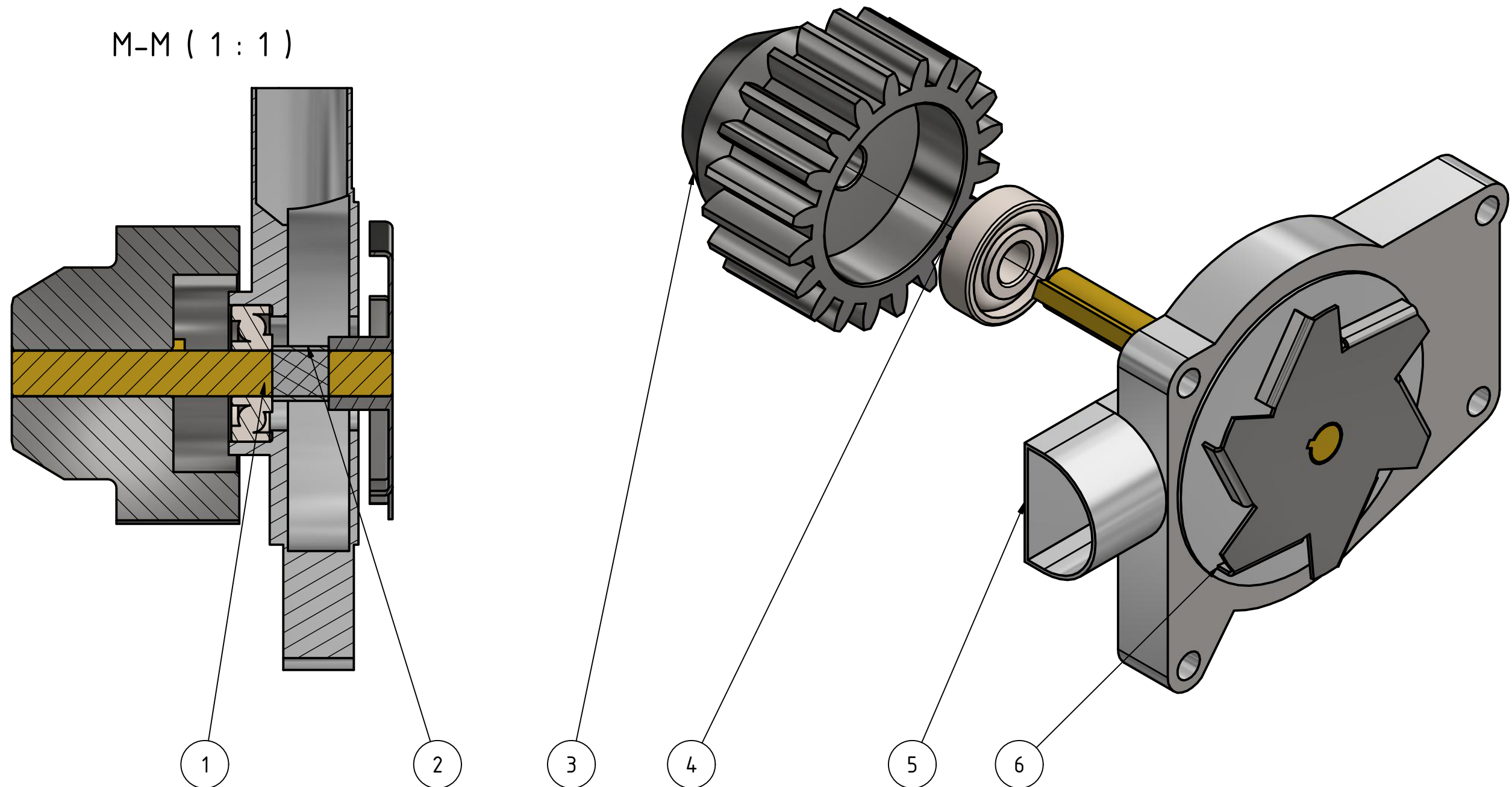
Entre el carter y el bloque motor se localiza una junta de goma para evitar que se pueda escapar algo de aceite cuando el motor se encuentra en marcha.

El carter tiene un tornillo de vaciado en su parte inferior izquierda. Resulta muy aconsejable el uso de teflón líquido de temperatura para evitar cualquier tipo de fuga.


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Carter de aceite	Plano 10
2	12	M5 x 16	ISO 4762
3	1	Cigüeñal	Plano 12
4	1	Junta de goma carter	
5	1	Motor	

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/3	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE CÁRTER DE ACEITE			Plano nº 35

M-M ( 1 : 1 )



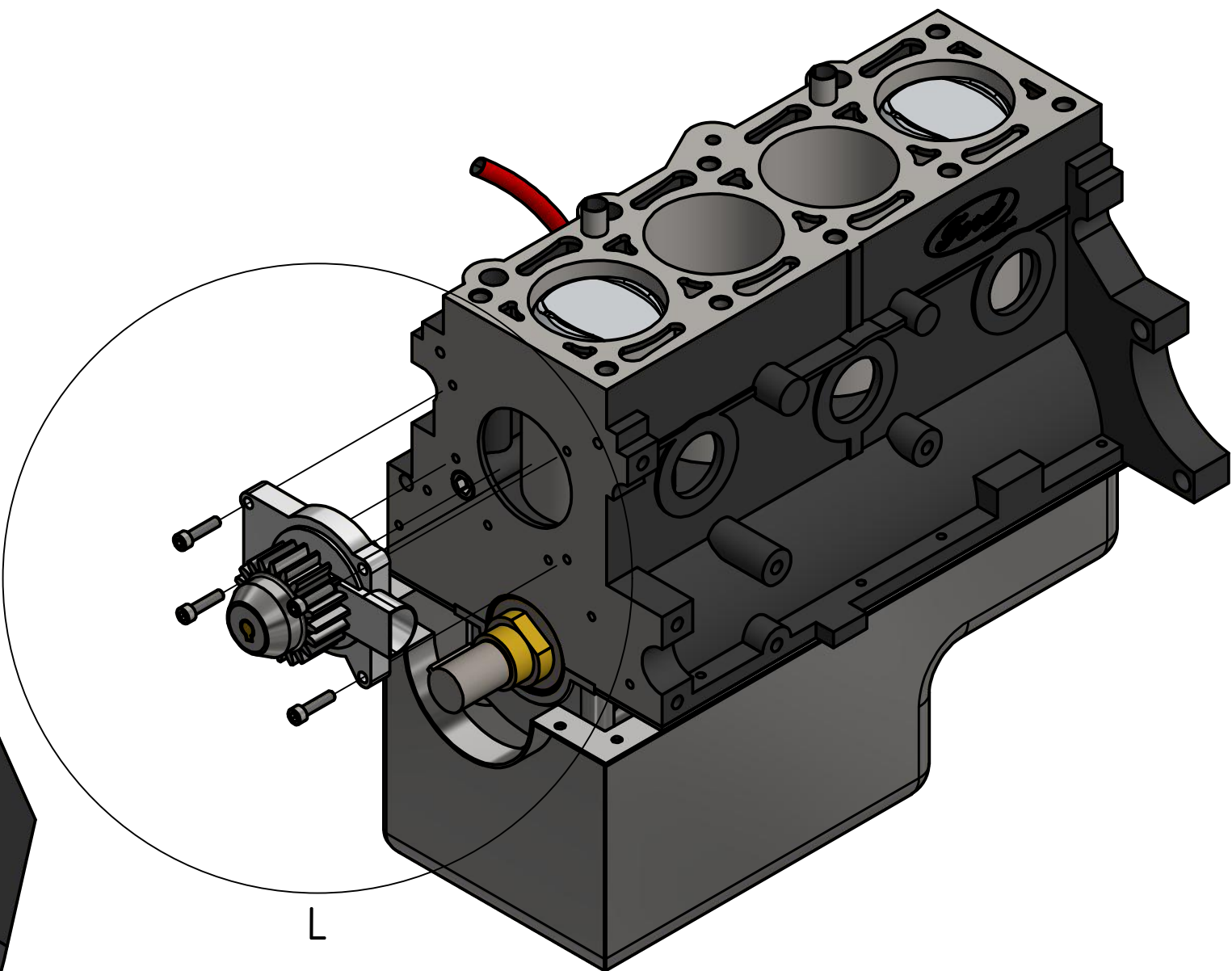
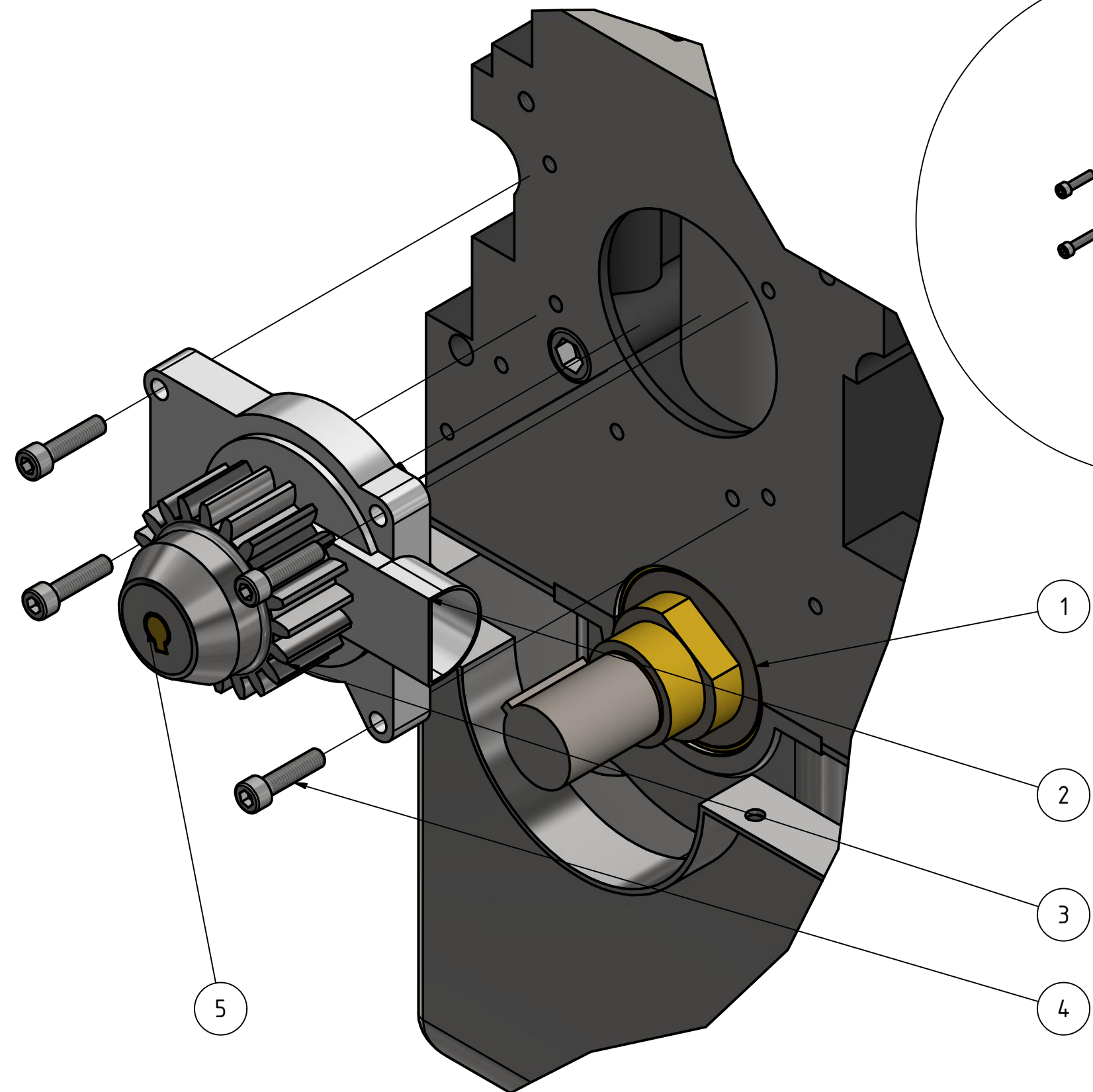
Tanto la polea como los álabes van enchavetados al eje.

LISTA DE PIEZAS					Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
1	1	Eje bomba de agua		Revisado:				
2	1	Casquillo intermedio bomba de agua		Norma:				
3	1	Polea bomba de agua	Plano 19	Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 36
4	1	Rodamiento 7200B	DIN 628	1/1	SUBMONTAJE BOMBA DE AGUA			
5	1	Cuerpo bomba de agua	Plano 22					
6	1	Paletas bomba de agua	Plano 21					



En el montaje siempre se ha de añadir pasta sellante de temperatura para evitar cualquier fuga en el sistema de refrigeración del motor.

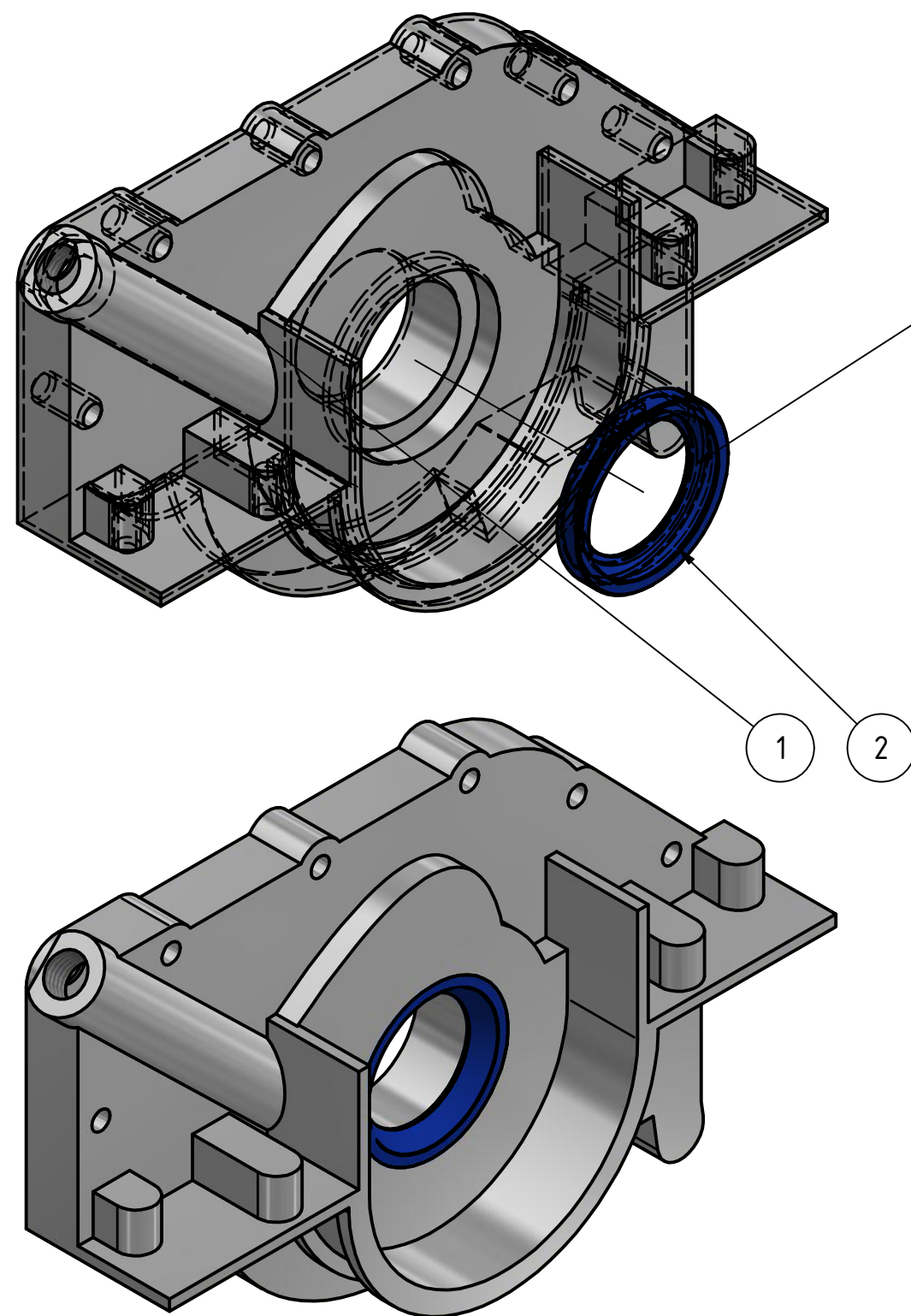
L ( 2 : 3 )



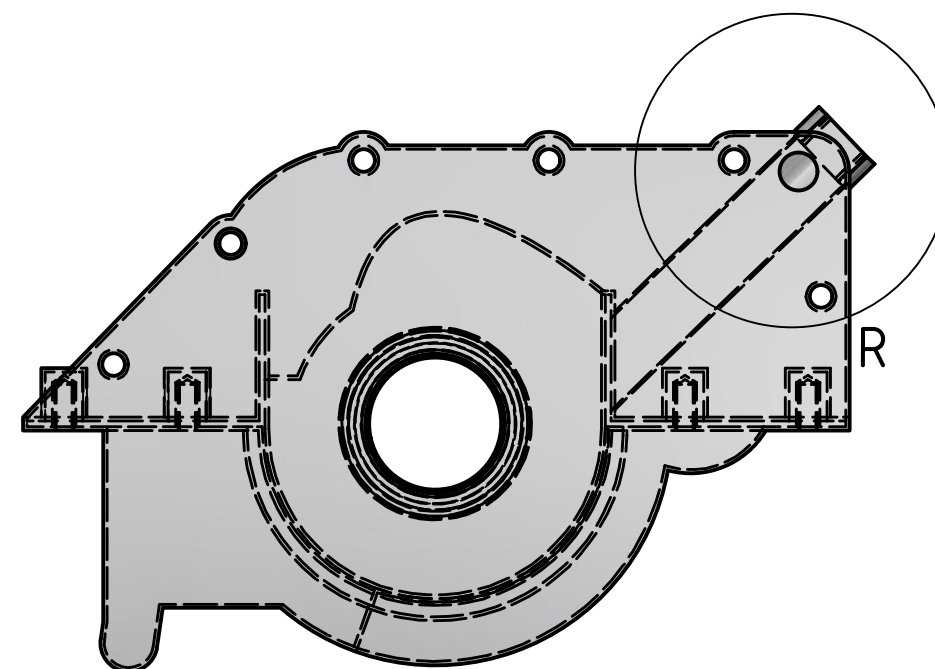
Par de apriete Bomba de agua (Kp.m)=0,7 - 1,0

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Motor	
3	1	Polea bomba de agua	Plano 19
4	4	M6 x 25	ISO 4762
5	1	Eje bomba de agua	
11	1	Paletas bomba de agua	Plano 21

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1/3.5	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  MONTAJE BOMBA DE AGUA			Plano nº 37

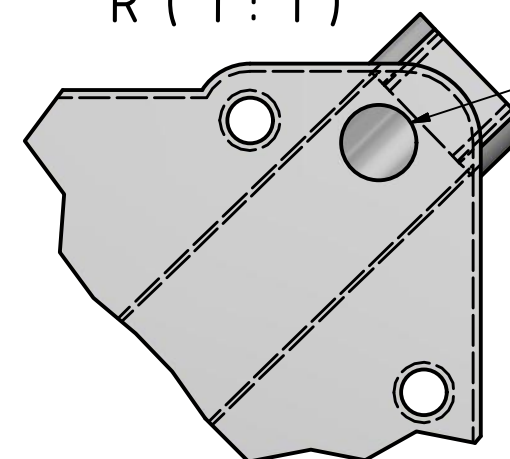


El retén impide que pueda salir aceite desde el cigüeñal




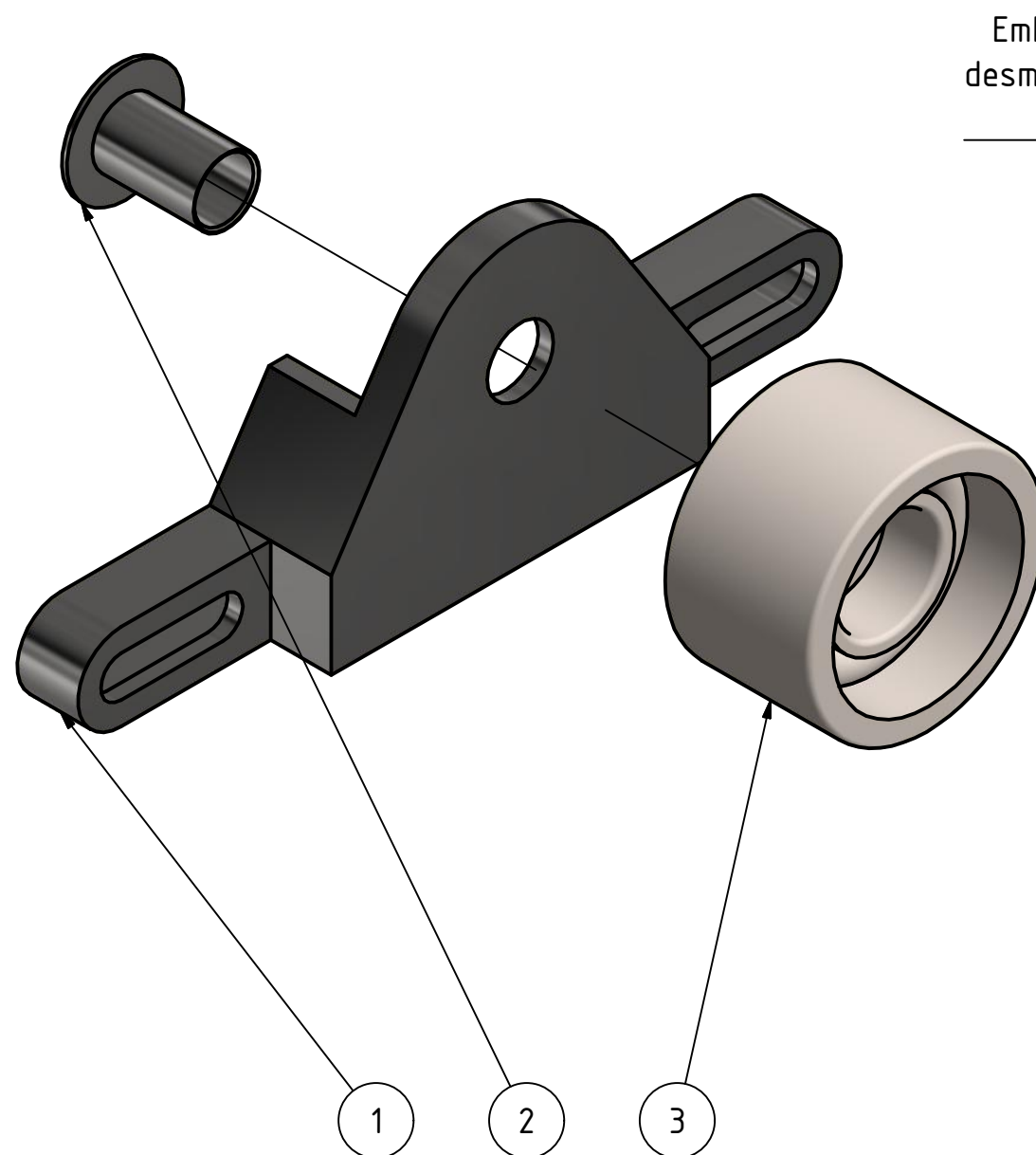
R ( 1 : 1 )

El conducto de salida de la bomba comunica con el circuito de aceite e introduce presión para engrasar todos los elementos móviles del motor



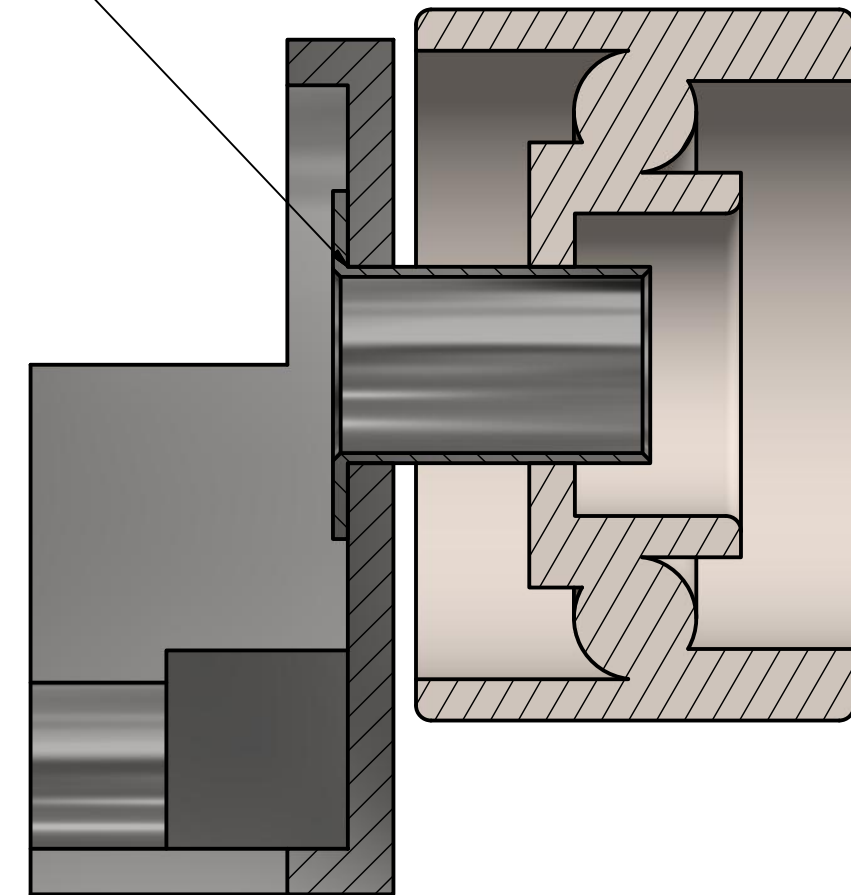
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Bomba de aceite	Plano 13
2	1	Retén bomba de aceite	PAYEN NB645

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:  1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  SUBMONTAJE BOMBA DE ACEITE			Plano nº  38



Embutido a presión. Solo tiene  
desmontaje con la ayuda de una  
prensa

R-R ( 2 )



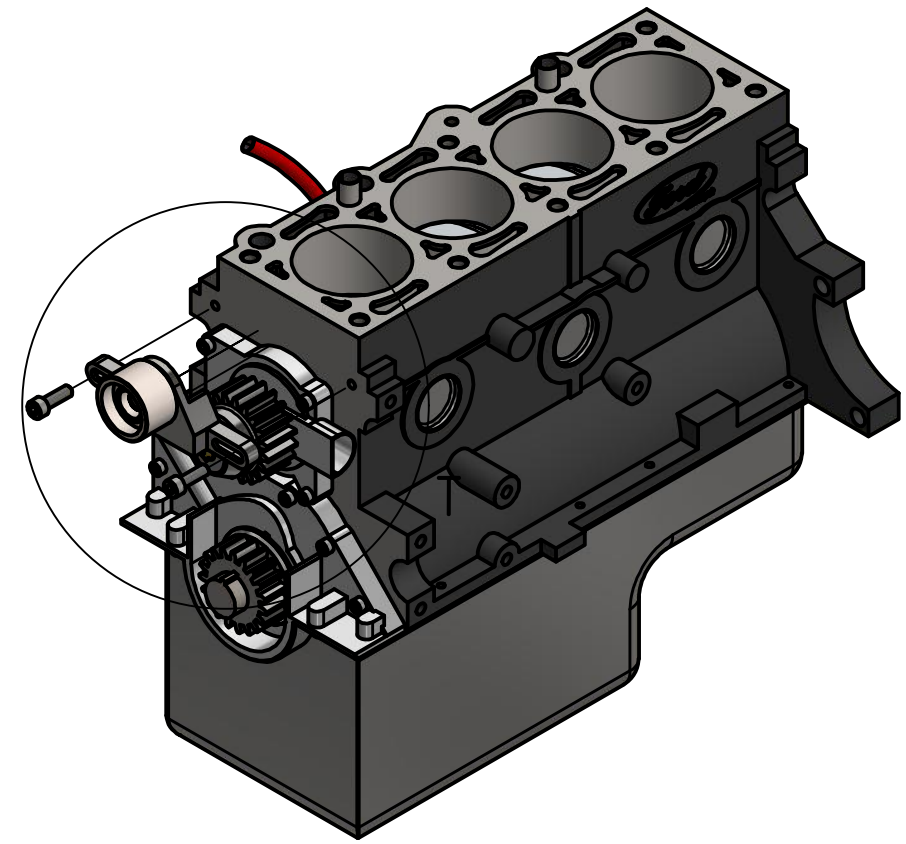
En el mercado se puede encontrar a la venta todo el subconjunto tensor correa de distribución. En caso de no encontrarlo, sería facil introducir cualquier otro tensor en el sistema.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Soporte tensor correa distribución	Plano 15
2	1	Eje rueda tensora correa distribución	Plano 17
3	1	Rueda tensora	Norma

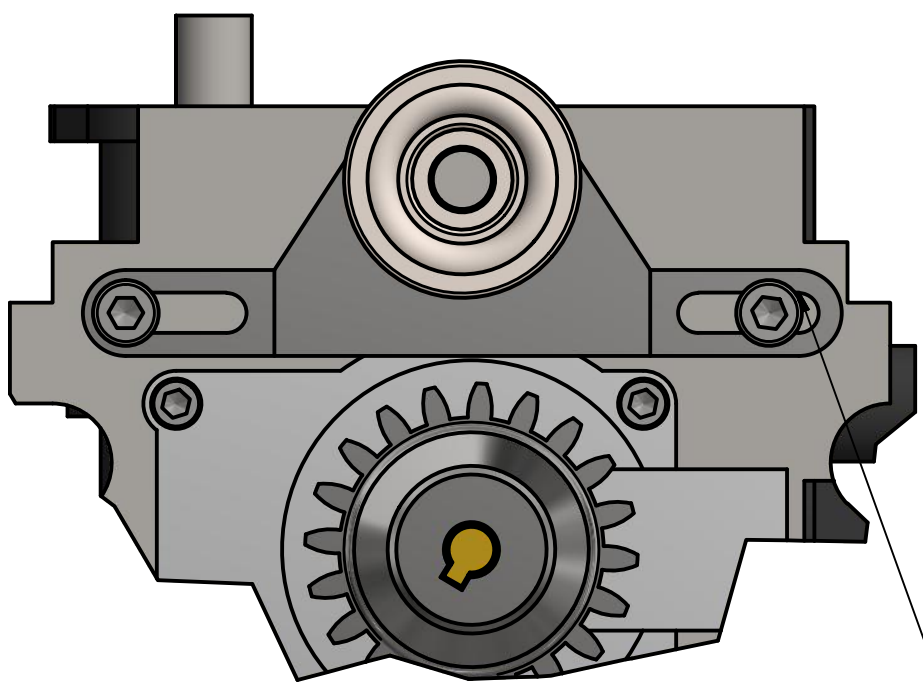
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017			
Revisado:					
Norma:					
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº	
1 : 1	SUBMONTAJE TENSOR DISTRIBUCIÓN			40	



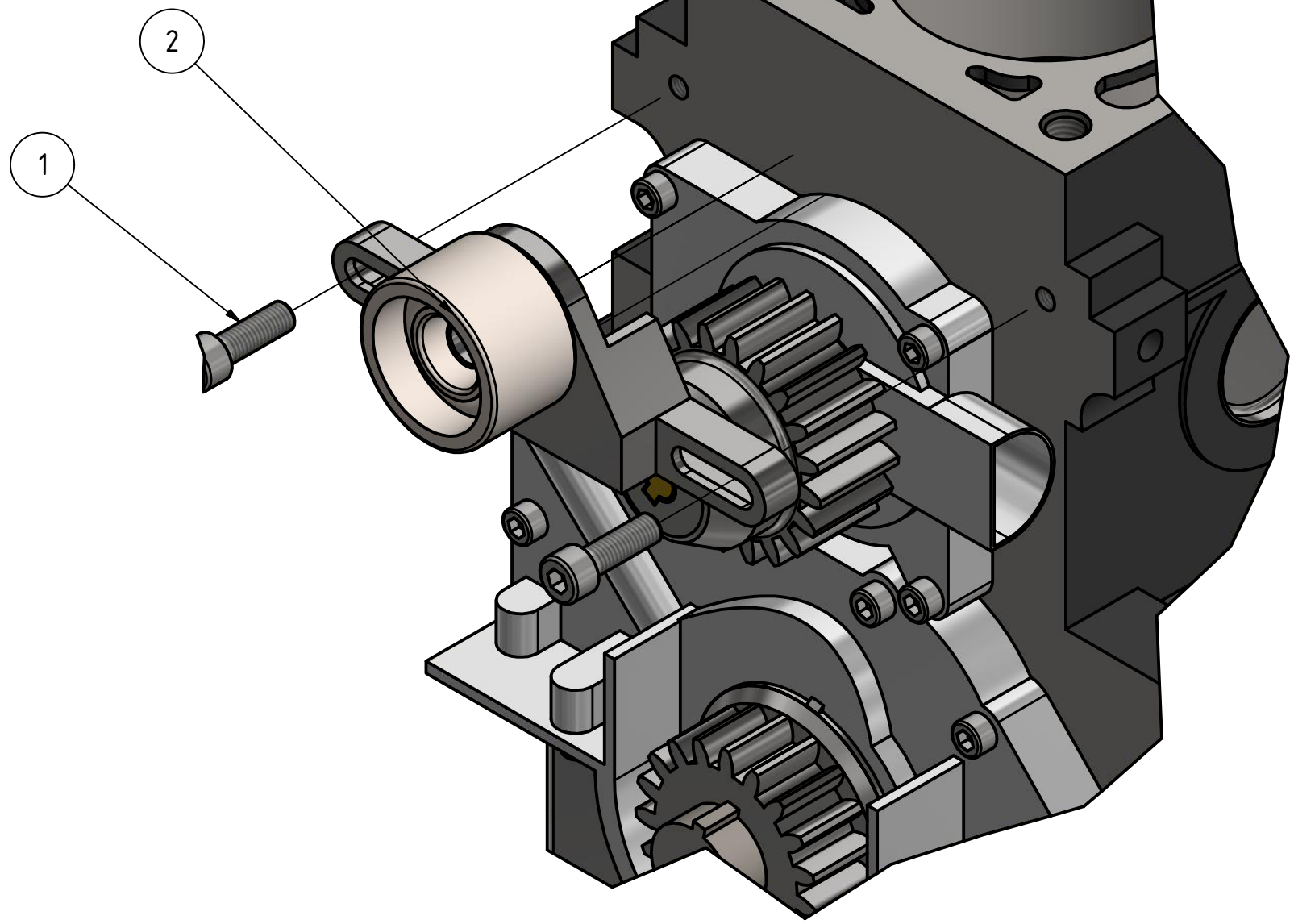
T ( 2 : 3 )



U ( 1/1.5 )



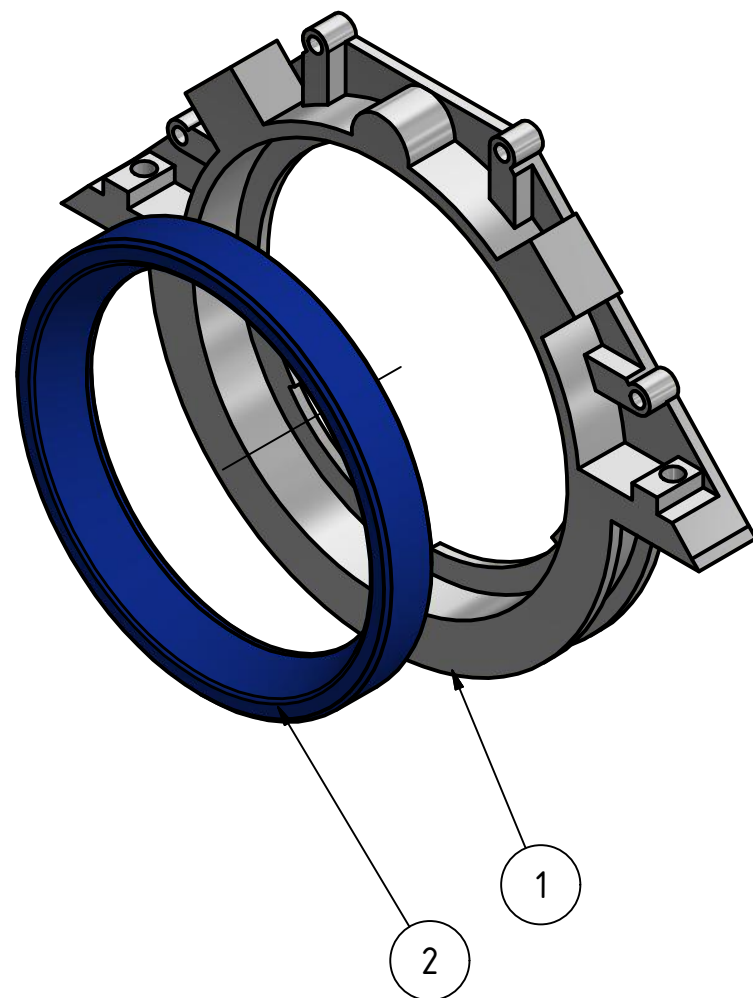
Se puede ajustar la tensión de la correa mediante el movimiento del tensor en la corredera.



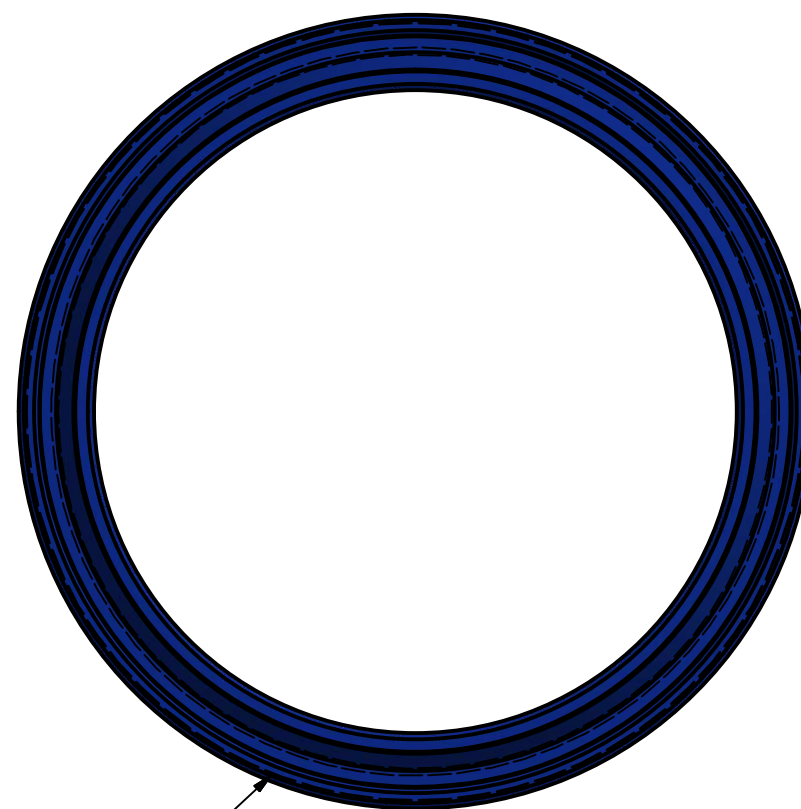
Par de apriete tensor (Kp.m)= 1,6 - 2,0

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	M8 x 25	ISO 4762
2	1	Submontaje tensor distribución	Plano 40

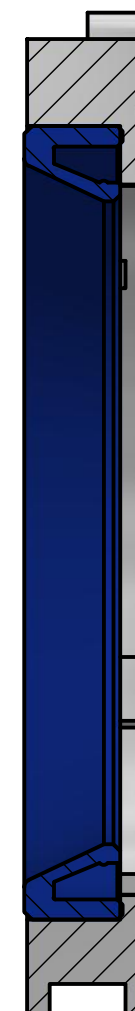
	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 41
1 : 1	MONTAJE TENSOR CORREA DE DISTRIBUCIÓN			



En caso de no encontrar en el mercado se podría colocar un retén estandar con capacidades de aguantar temperatura.




AA-AA ( 1 )



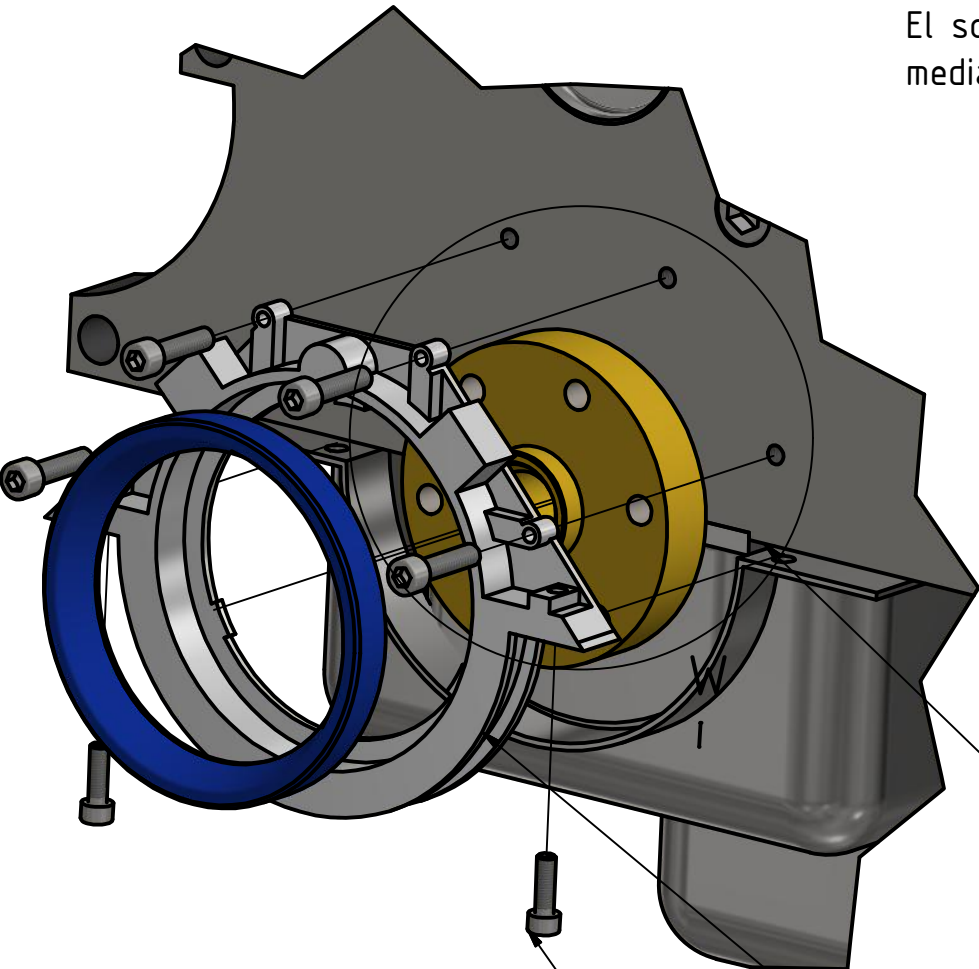
El retén impide la salida del aceite por el cigüeñal. Como ya se ha explicado anteriormente, estos retenes tienen posición de giro, ya que poseen unas endiduras en el labio inferior, que favorecen la lubricación a altas revoluciones

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Soporte retén cigüeñal	Plano 14
2	1	Retén cigüeñal	Norma

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
N Escala:  1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  SUBMONTAJE SOPORTE RETÉN CIGÜEÑAL			Plano nº  42

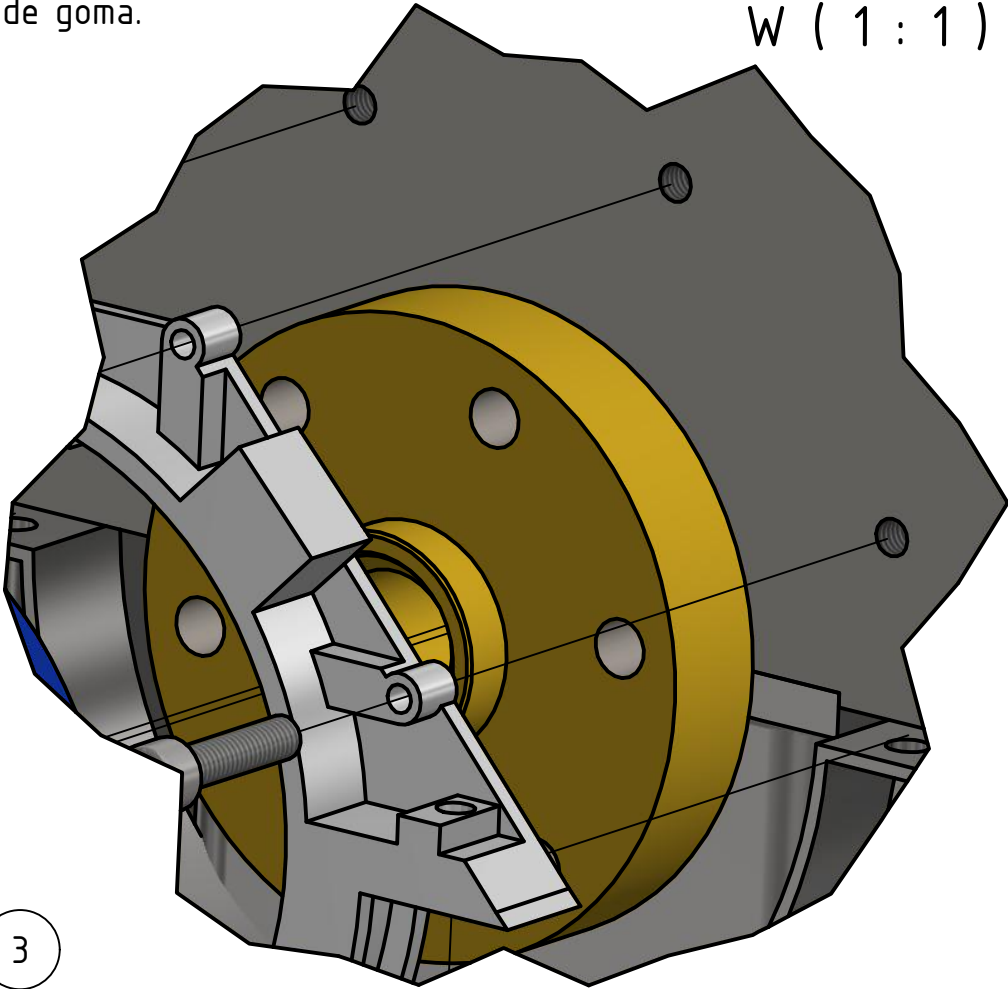


V ( 0.5 )

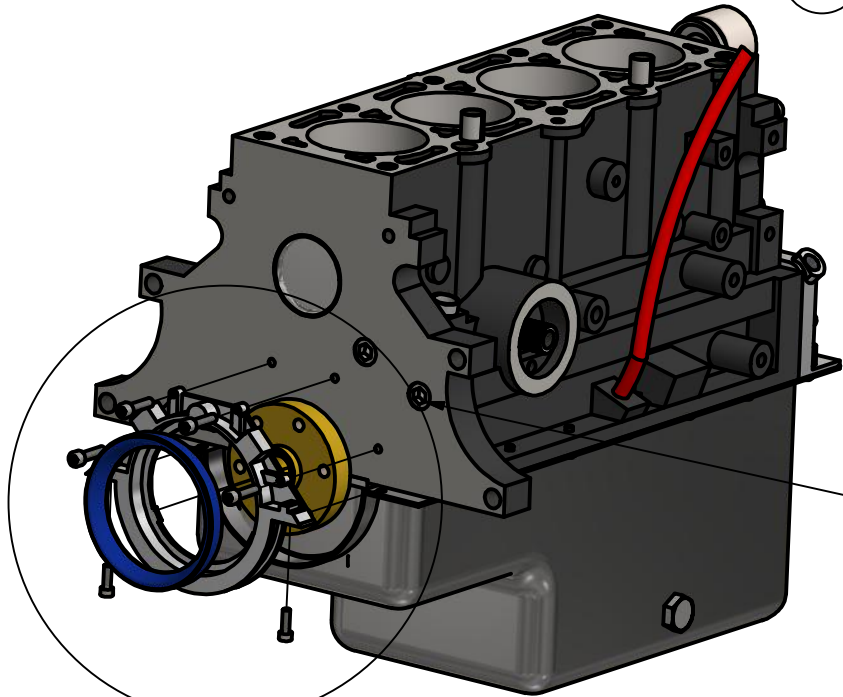


El soporte cierra directamente con el cárter y el bloque, mediante una junta de goma.

W ( 1 : 1 )



El retén cierra sobre el cigüeñal, por ello la calidad superficial de este elemento es muy elevada

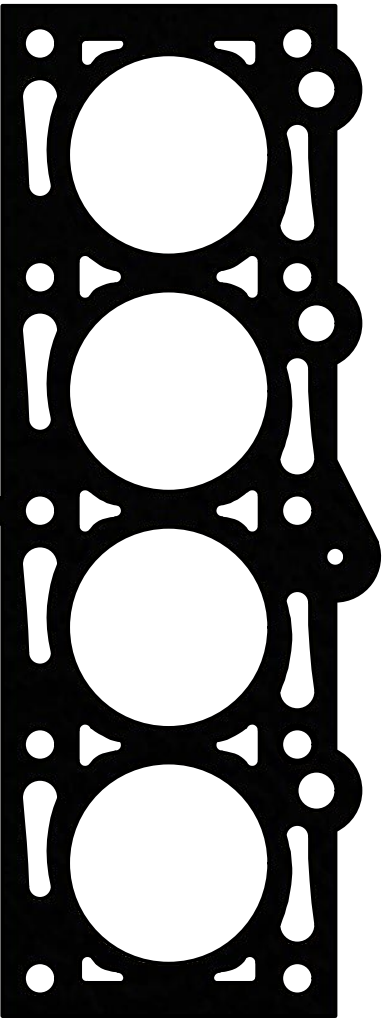
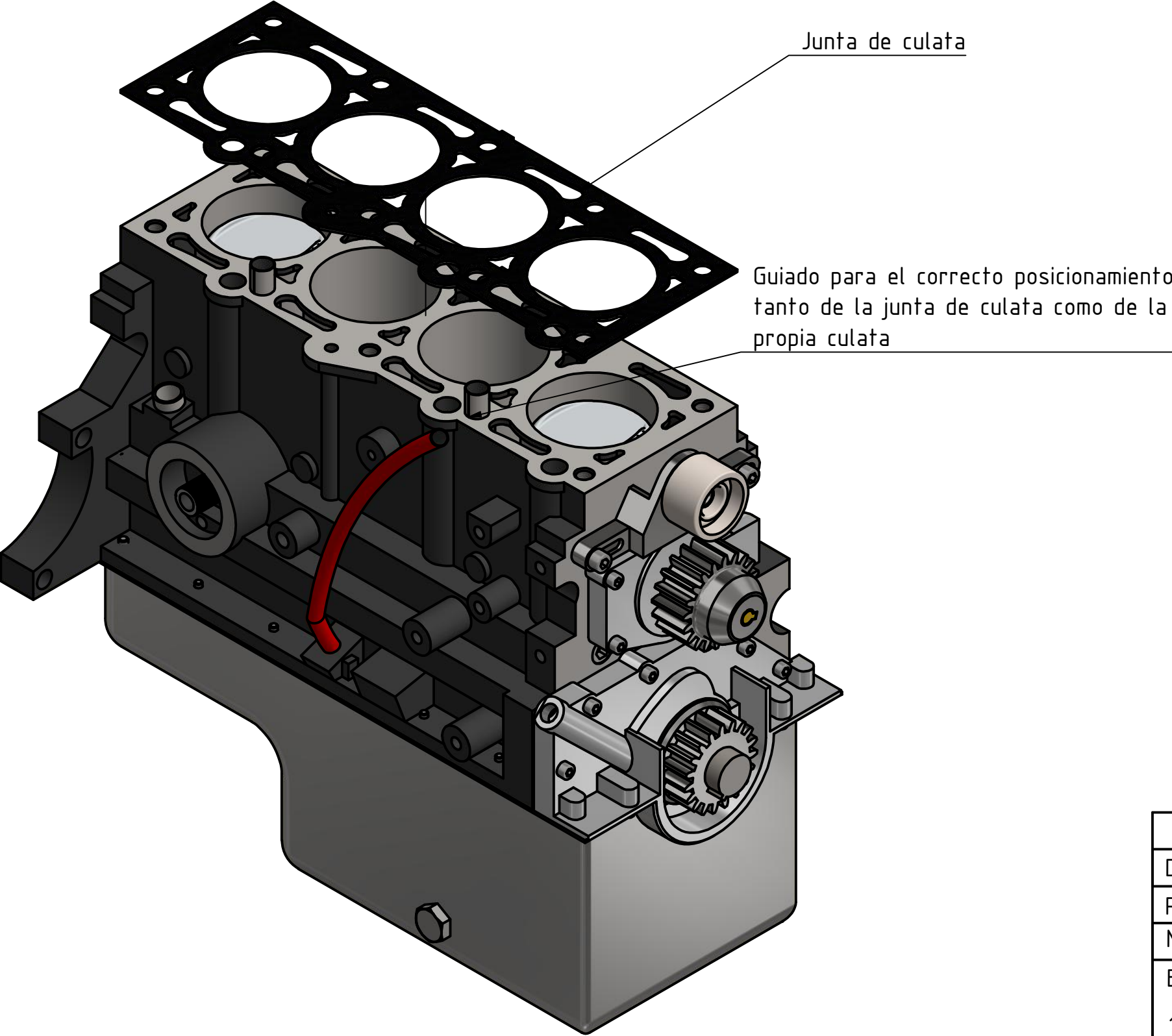


Tornillos de cierre conductos presión de aceite.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	6	M5 x 16	ISO 4762
2	1	Submontaje soporte retén cigüeñal	Plano 42
3	1	Motor	

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 43
1 : 1	MONTAJE SOPORTE RETÉN CIGÜEÑAL			

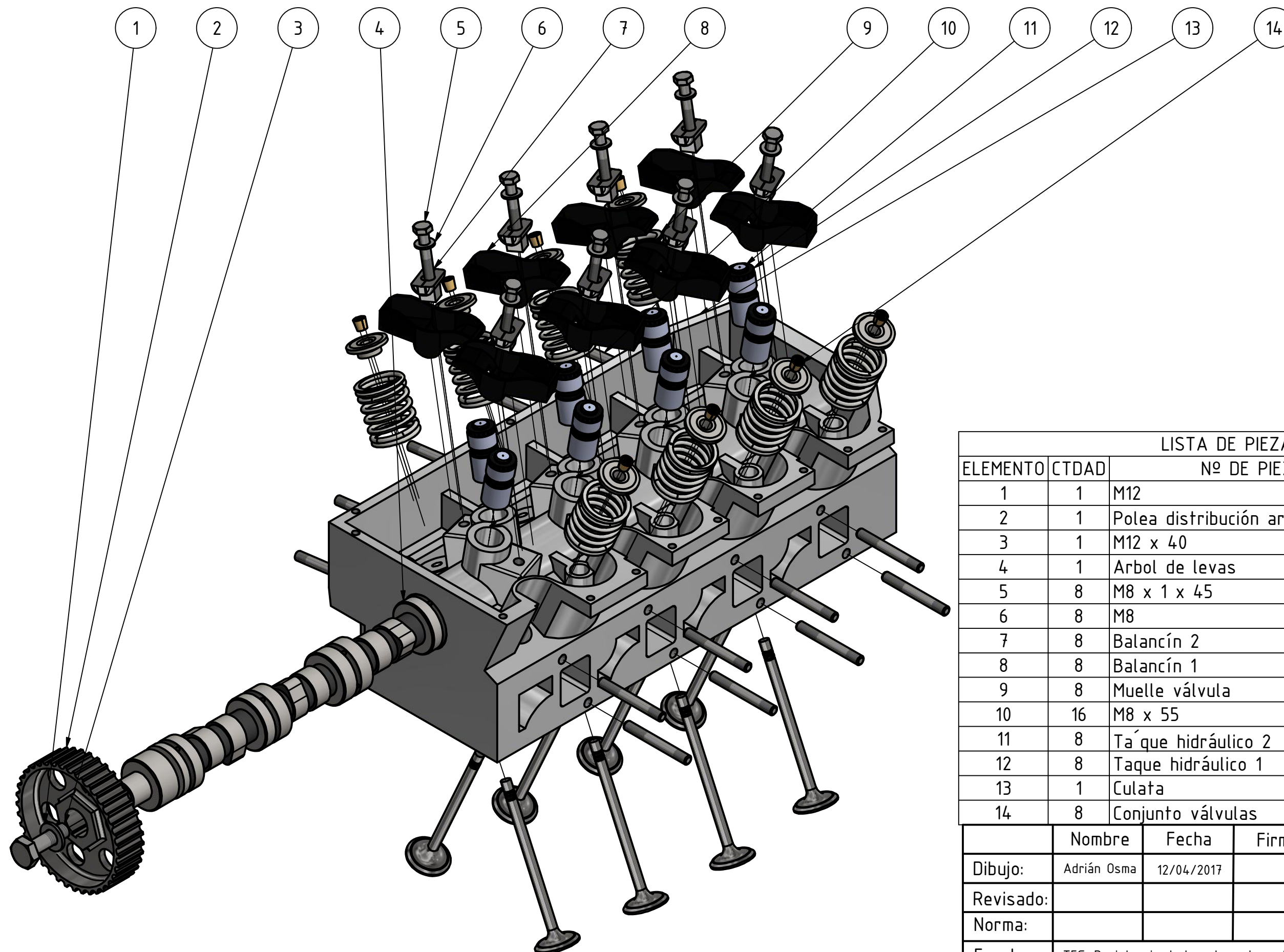
La junta de culata permite separar de una forma estanca los circuitos de aceite, refrigeración y los cilindros del bloque. En caso de fallar la junta de culata, se pasaría líquido refrigerante al circuito de aceite y viceversa, además de una pérdida de potencia en el motor debido a la pérdida presión.



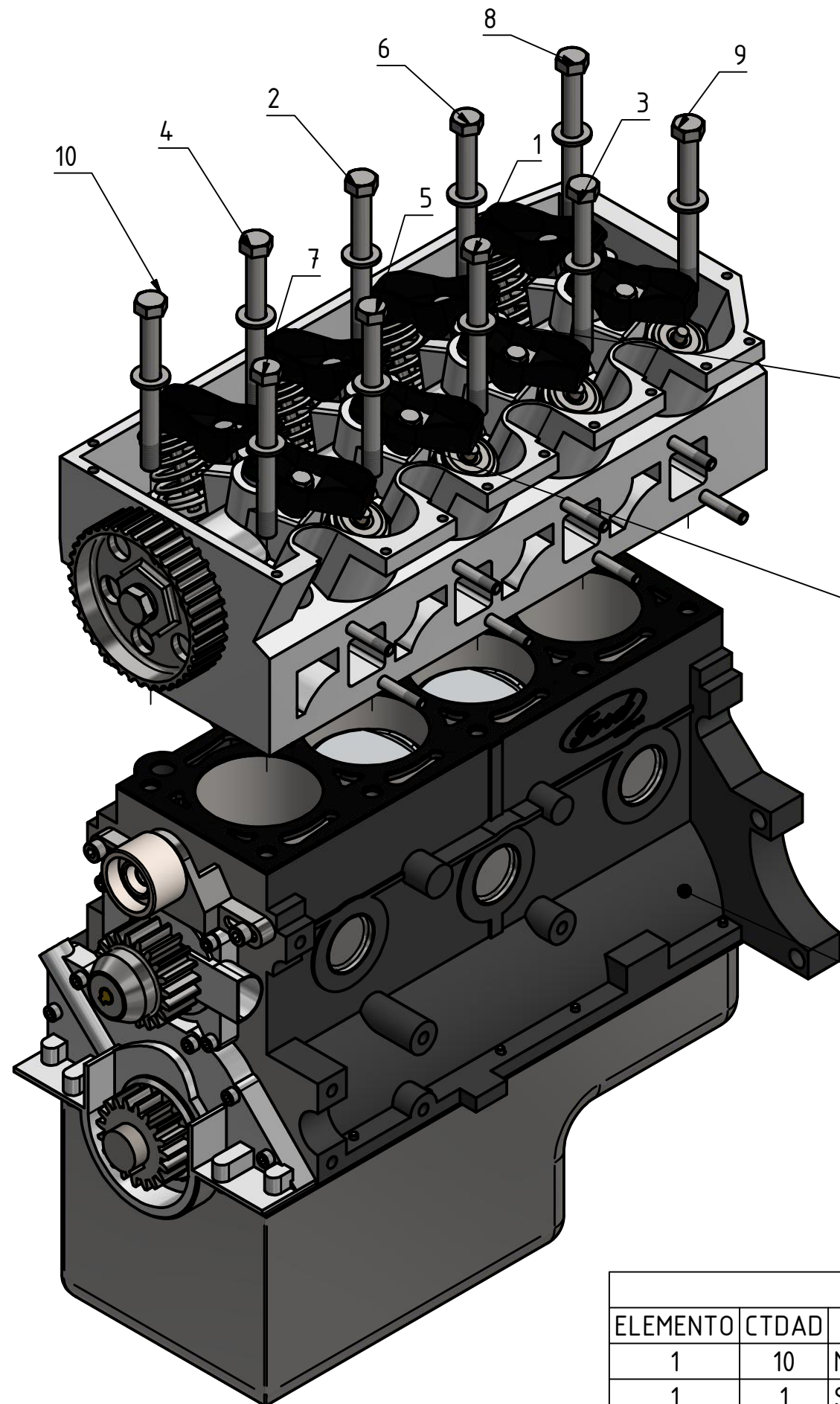
La junta de culata es metálica y se fabrica en varios espesores. Al cambiar dicho espesor hay que tener en cuenta que se modifica la relación de compresión.

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº 44
1 : 1	MONTAJE JUNTA DE CULATA			





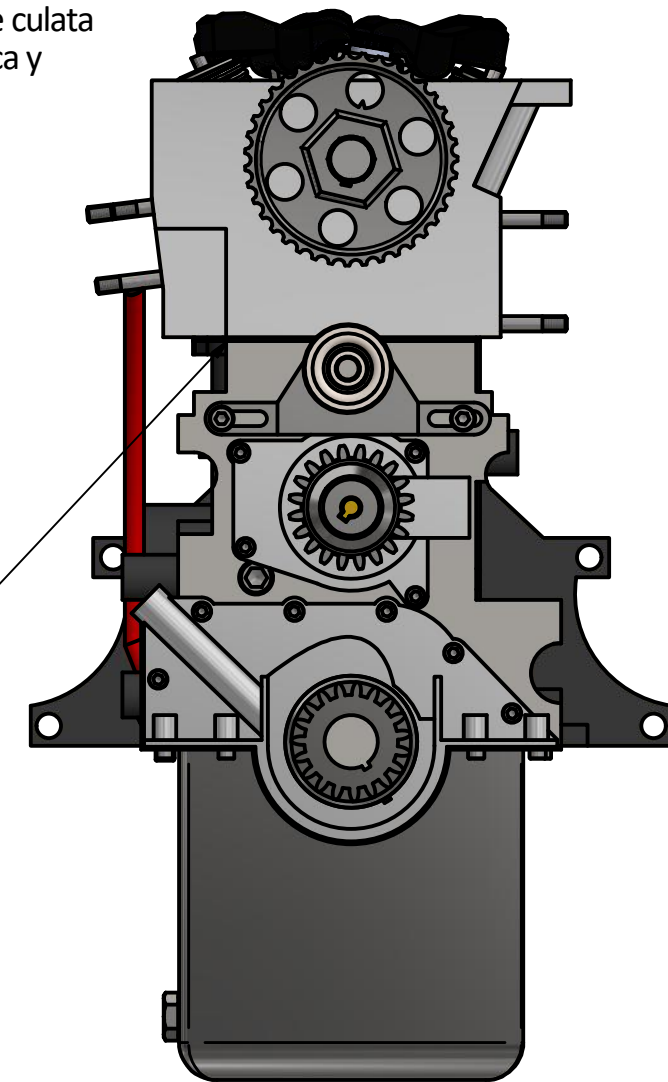
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	M12	ISO 7089
2	1	Polea distribución arbol de levas	Plano 18
3	1	M12 x 40	DIN 6914
4	1	Arbol de levas	Plano 02
5	8	M8 x 1 x 45	ISO 8765
6	8	M8	ISO 7089
7	8	Balancín 2	Plano 04
8	8	Balancín 1	Plano 03
9	8	Muelle válvula	
10	16	M8 x 55	DIN 835
11	8	Ta'que hidráulico 2	Plano 27
12	8	Taque hidráulico 1	Plano 27
13	1	Culata	Plano 16
14	8	Conjunto válvulas	Plano 28
		Nombre	Fecha
Dibujo:		Adrián Osma	12/04/2017
Revisado:			
Norma:			
Escala:		TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.	
1 : 1		SUBMONTAJE CULATA	
		Plano nº 45	



Para llevar a cabo el apriete de los tornillos de culata será necesario utilizar una llave dinamométrica y seguir cuidadosamente los siguientes pasos:

Par de apriete tornillos de culata (Kp.m)

- 1º Apriete: 2.5 Kp.m
- 2º Apriete: 5.5 Kp.m
- 3º Apriete: gire 90º más
- 4º Apriete: gire 90º más




Par de apriete tornillos de culata (Kp.m)=

- 1º Apriete: 2.5
- 2º Apriete: 5.5
- 3º Apriete: gire 90º más
- 4º Apriete: gire 90º más

Los números encima de los tornillos indican el orden de apriete.

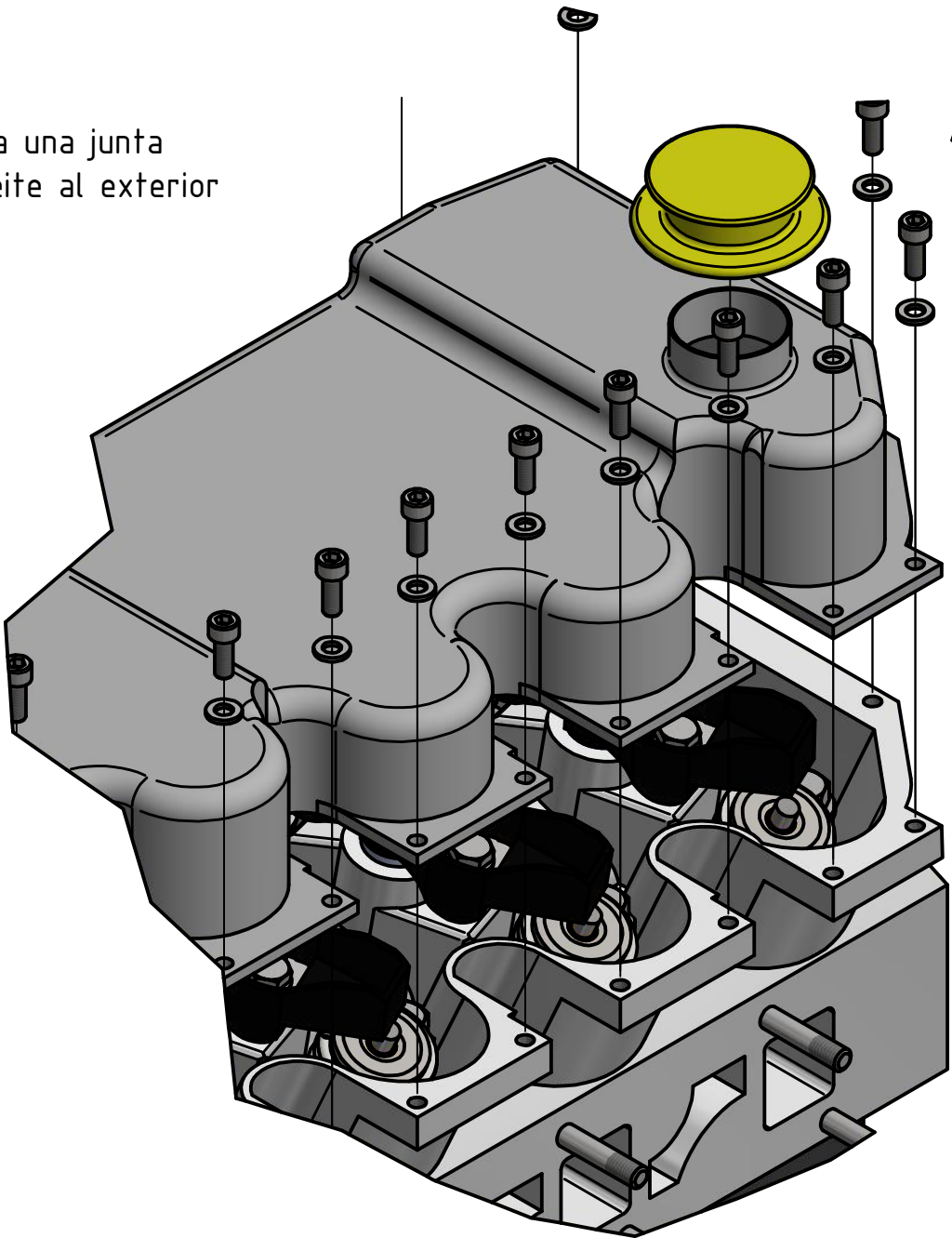
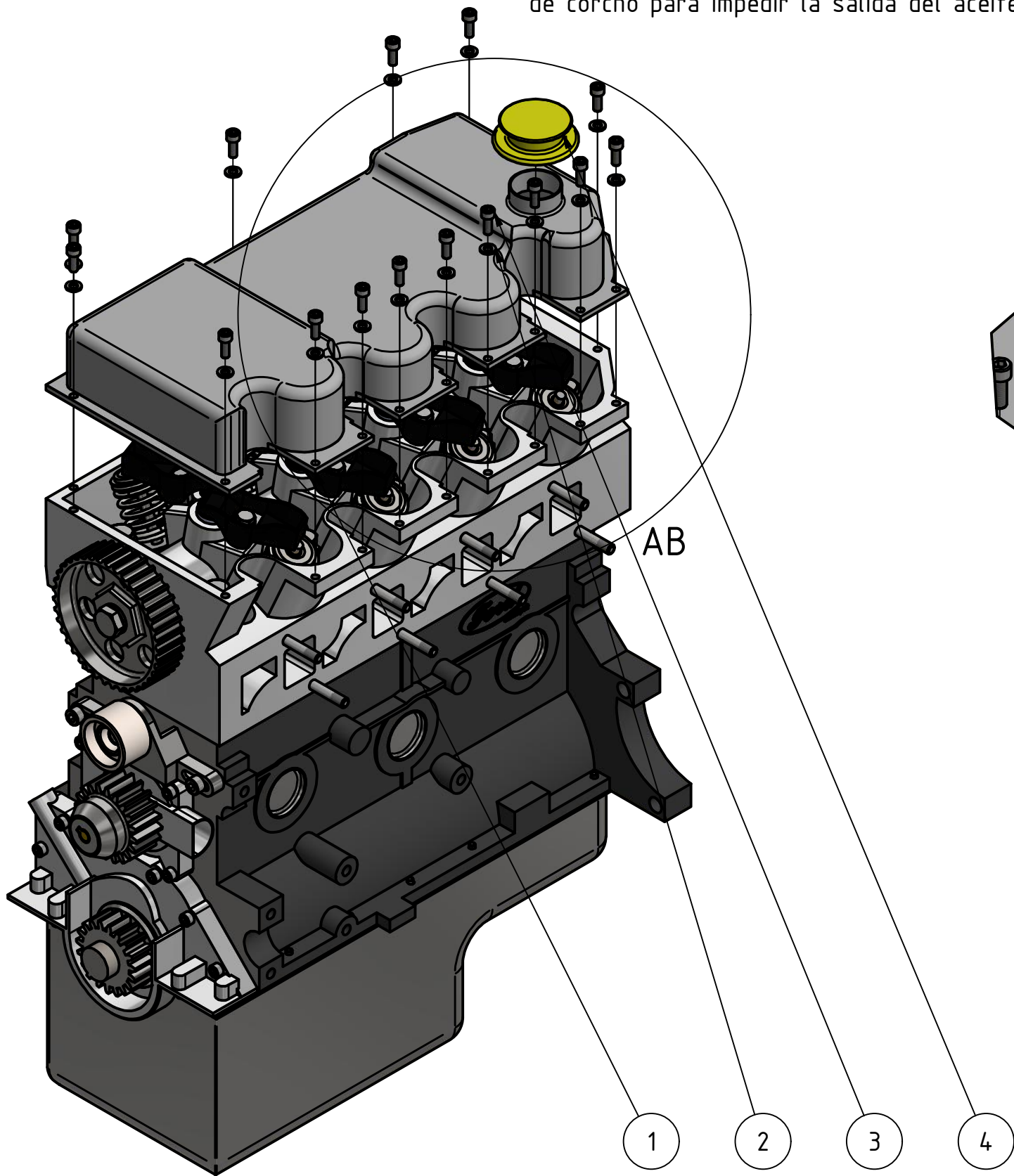
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	10	M12	ISO 7089
1	1	Submontaje culata	Plano 45
2	10	M12 x 120	DIN 7990
3	1	Junta de culata	Plano 44
4	1	Motor	

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº  46
1 : 1	MONTAJE CULATA			



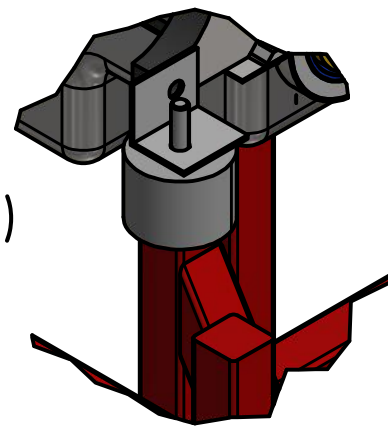
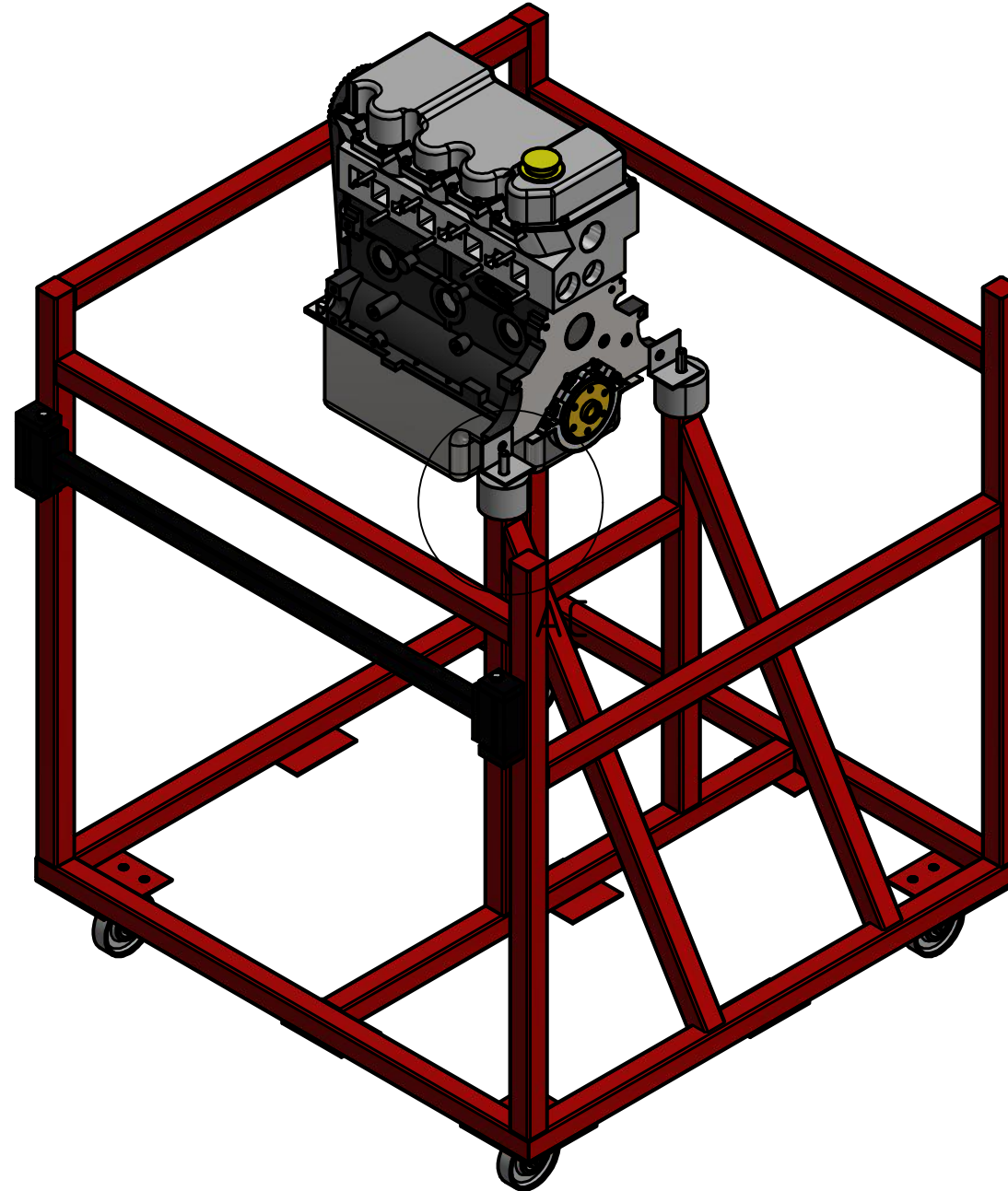
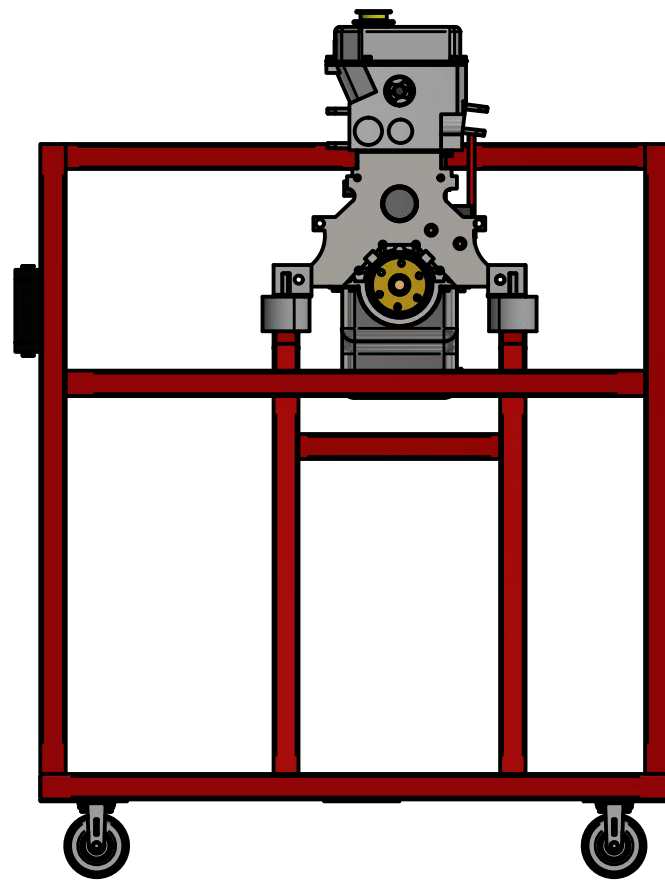
Entre la tapa de balancines se intercala una junta de corcho para impedir la salida del aceite al exterior

AB ( 1/2.3 )



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tapa de balancines	
1	1	Motor	
2	15	M6	ISO 7089
3	16	M6 x 16	ISO 4762
4	1	Tapón tapa de balancines	

	Nombre	Fecha	Firma	 UNIVERSIDAD DE LA RIOJA
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala:	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.			Plano nº
1 : 1	MONTAJE TAPA DE BALANCINES			47




AC ( 1/5 )

Unión del soporte motor  
al bloque mediante un silenblok

# LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	4000,000 mm	40 x 40 x 2,5 - 2000	Tubo EN 10210-2
2	4	Chapa soporte ruedas	
3	4	Ruedas	670_pt_100_p_
4	4	Pletina apoyo madera inferior	
5	16	Randelas M 6,6	DIN 126
6	16	M6	DIN 6923
7	16	M6x20	DIN 7991
8	4000,000 mm	40 x 40 x 2,5 - 1000	Tubo EN 10210-2
9	4600,000 mm	40 x 40 x 2,5 - 920	Tubo EN 10210-2
10	1400,000 mm	40 x 40 x 2,5 - 700	Tubo EN 10210-2
11	2	Silenblok	26100-07505555
12	1	Pletina silenblok	
13	1	Pletina silenblok 2	
14	320,000 mm	40 x 40 x 2,5 - 320	Tubo EN 10210-2
15	1600,000 mm	40 x 40 x 2,5 - 800	Tubo EN 10210-2
16	1	Pletina apoyo madera inferior 2	
17	1	Botonera	
18	1	Motor FOrd 1600 Xr3i	

	Nombre	Fecha	Firma	 <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>
Dibujo:	Adrián Osma	12/04/2017		
Revisado:				
Norma:				
Escala: 1 : 1	TFG: Resistencia de los elementos más importantes de un motor de combustión interna y posibles mejoras.  BANCO DE PRUEBAS			Plano nº 48

## CONCLUSIONES

Tras la finalización del trabajo, cabe señalar que una de las mejores maneras de dar fiabilidad, resistencia y mejores prestaciones a un motor, consiste en aligerarlo y conferir mejores propiedades mecánicas a los elementos.

También existe la posibilidad de introducir elementos como Turbos o compresores, que dan una gran potencia al motor, pero que sin realizar los pasos anteriores únicamente producen roturas y poca fiabilidad.

Por ello como conclusión puede decirse que existen formas más rápidas de subir potencia a un motor (Turbo), pero que, sin realizar las mejoras de materiales anteriormente descritas, no pueden llevarse a cabo.

Por problemas de tiempo y debido a que el proyecto se extendía demasiado, no he podido introducir muchas más mejoras que tenía pensadas, como aumento de la Métrica de los tornillos de culata, calce de culata para reducir la relación de compresión e introducir un turbo sin producir problemas mecánicos.



## BIBLIOGRAFÍA

- Cargas dinámicas e impacto (Internet):
- Clasificación de los aluminios (Internet)
- UNE\_50135\_1996
- Técnicas del automovil -Motores-J.M ALONSO
- Manual de taller Ford Scort- Diciembre 1989
- Ingeniería gráfica y diseño: Jesús Félez M<sup>a</sup>. Luisa Martínez
- Preparación de motores de serie para competición: Stefano Gillieri
- Elementos de máquinas: Fratschner
- Máquinas prontuario. Técnicas de máquinas herramientas: N. Larburu
- Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems

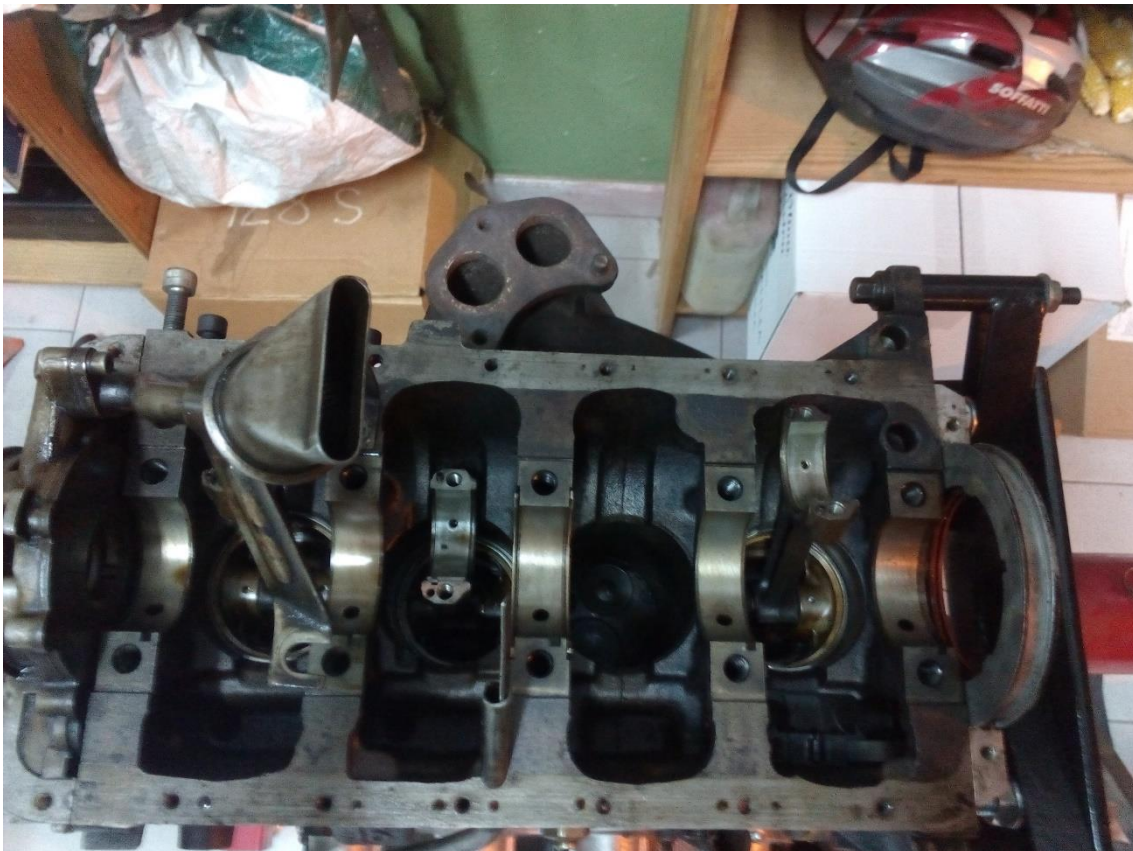
## ANEXOS

### DOCUMENTACIÓN VISUAL MONTAJE REAL MOTOR

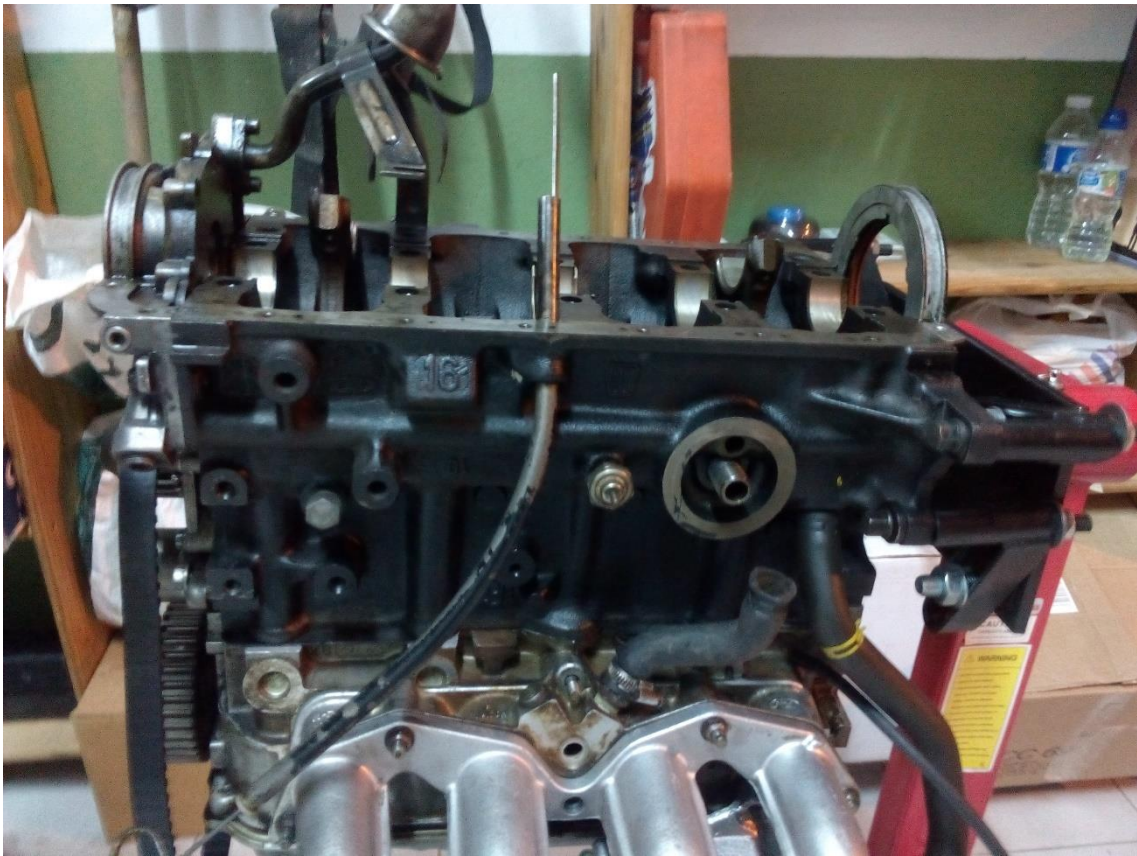




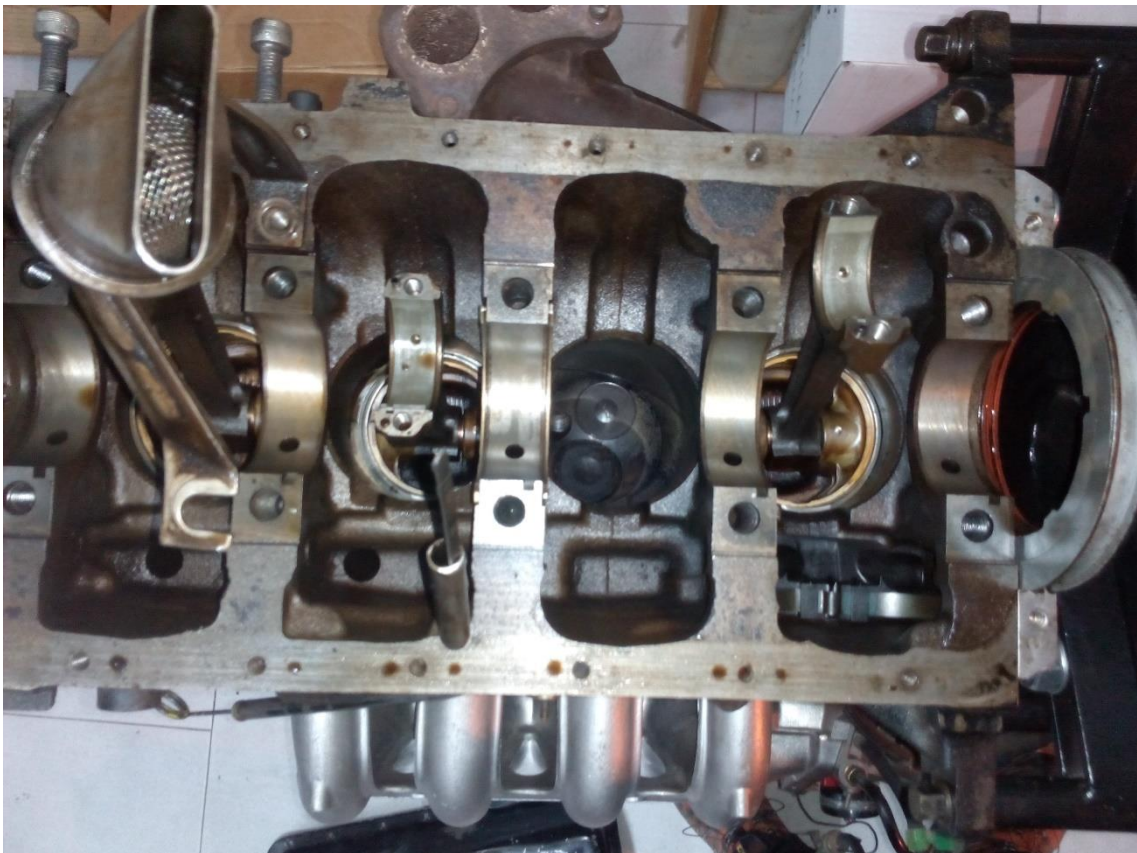




























































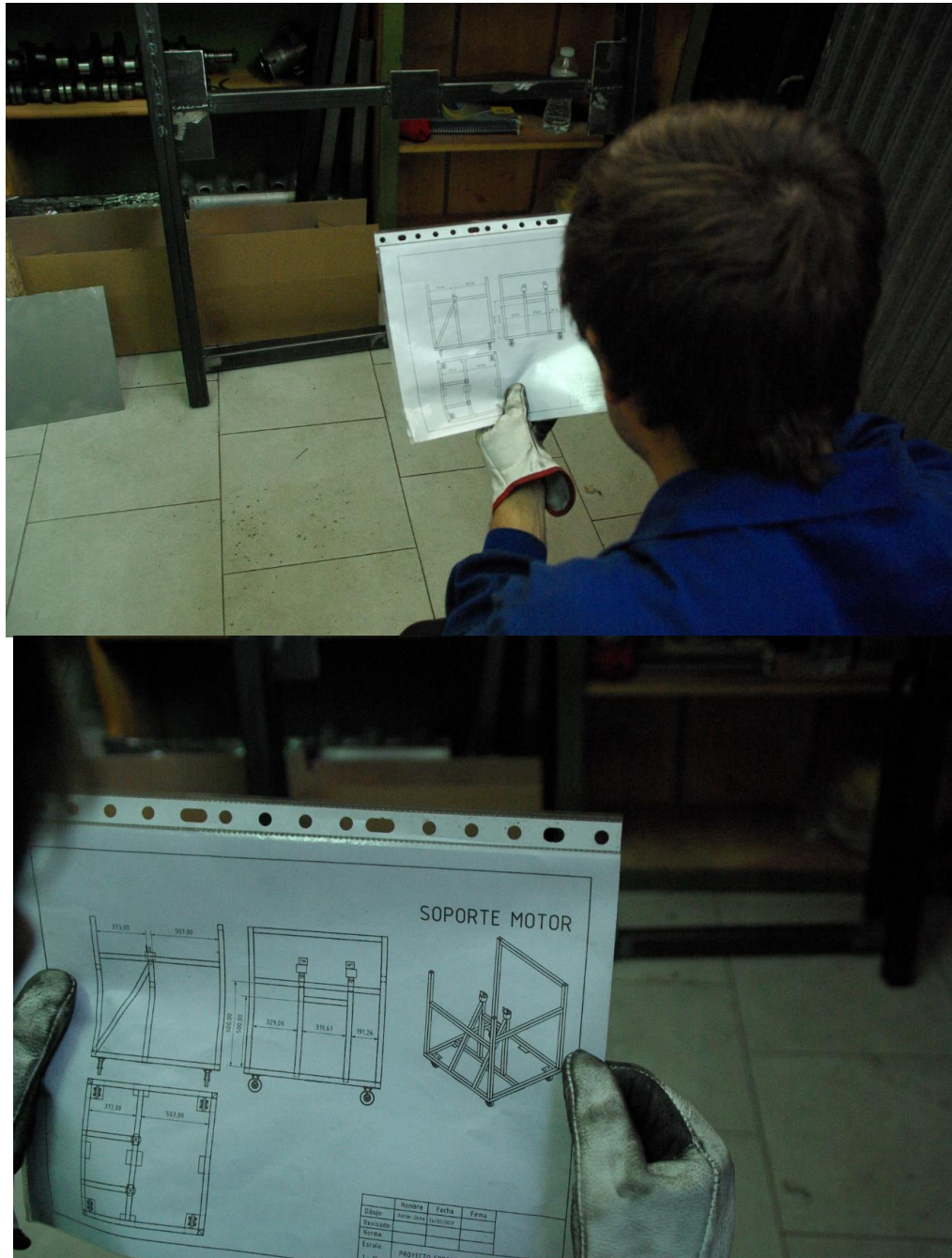












#### DOCUMENTOS EXCEL OBTENCIÓN DE DATOS

Todos los datos, gráficas y documentación han sido recopilados de las siguientes hojas Excel realizadas en su completo por el creador de este proyecto.

#### TABLAS DE MATERIALES

**TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería**

Datos provenientes de varias fuentes. \* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

**TABLA C-2 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio forjado**

Datos provenientes de varias fuentes. \* Valores aproximados. Consulte los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de aluminio forjado	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia a la fatiga a 5E8 ciclos		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1100	recocido en hoja	5	34	13	90			35	23
	laminado en frío	22	152	24	165			5	44
2024	recocido en hoja	11	76	26	179			20	-
	tratamiento térmico	42	290	64	441	20	138	19	-
3003	recocido en hoja	6	41	16	110			30	28
	laminado en frío	27	186	29	200			4	55
5052	recocido en hoja	13	90	28	193			25	47
	laminado en frío	37	255	42	290			7	77
6061	recocido en hoja	8	55	18	124			25	30
	tratamiento térmico	40	276	45	310	14	97	12	95
7075	recocido en barra	15	103	33	228			16	60
	tratamiento térmico	73	503	83	572	14	97	11	150

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

**TABLA C-3 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio fundido**

Datos de INCO.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de fundición de aluminio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
43	fundición en molde permanente—tal y como está fundido	9	62	23	159	10	45
195	fundición en arena—tal y como está fundido	24	165	36	248	5	-
220	fundición en arena—solución tratada térmicamente	26	179	48	331	16	75
380	fundición en molde—tal y como está fundido	24	165	48	331	3	-
A132	molde permanente de fundición—tratamiento térmico + 340°F	43	296	47	324	0.5	125
A142	fundición en arena—tratamiento térmico + 650°F	30	207	32	221	0.5	85

\*Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

**TABLA C-4 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de cobre forjadas y fundidas**

Datos de INCO.\* Valores aproximados. Consulte los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de cobre	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
CA110—Cobre puro	recocido en tiras	10	69	32	221	45	40HRF
	revenido de resorte	50	345	55	379	4	60HRB
CA170—Cobre al berilio	recocido en tiras más envejecimiento	145	1 000	165	1 138	7	35HRC
	duro más envejecimiento	170	1 172	190	1 310	3	40HRC
CA220—Bronce comercial	recocido en tiras	10	69	37	255	45	53HRF
	revenido resorte	62	427	72	496	3	78HRB
CA230—Bronce rojo	recocido en tiras	15	103	40	276	50	50HB
	revenido duro	60	414	75	517	7	135HB
CA260—Latón para cartucho	recocido en tiras	11	76	44	303	66	54HRF
	revenido resorte	65	448	94	648	3	91HRB
CA270—Latón amarillo	recocido en tiras	14	97	46	317	65	58HRF
	revenido resorte	62	427	91	627	30	90HRB
CA510—Bronce fosforado	recocido	19	131	47	324	64	73HRF
	revenido resorte	80	552	100	689	4	95HRB
CA614—Bronce aluminio	blando	45	310	82	565	40	84HRB
	duro	60	414	89	614	32	87HRB
CA655—Bronce al alto silicio	recocido	21	145	56	386	63	76HRF
	revenido resorte	62	427	110	758	4	97HRB
CA675—Bronce al manganeso	blando	30	207	65	448	33	65HRB
	semiduro	60	414	84	579	19	90HRB
Bronce con plomo y estaño	tal y como sale de fundición	19	131	34	234	18	60HB
Bronce al níquel y al estaño	tal y como sale de fundición	20	138	50	345	40	85HB
	fundido y con tratamiento térmico	55	379	85	586	10	180HB

\*Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

**TABLA C-5 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de titanio**

Datos de INCO.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de titanio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Ti-35A	recocido en hoja	30	207	40	276	30	135HB
Ti-50A	recocido en hoja	45	310	55	379	25	215HB
Ti-75A	recocido en hoja	75	517	85	586	18	245HB
Aleación Ti-0.2Pd	recocido en hoja	45	310	55	379	25	215HB
Aleación Ti-5 Al-2.5 Sn	recocido	125	862	135	931	13	39HRC
Aleación Ti-8 Al-1 Mo-1 V	recocido en hoja	130	896	140	965	13	39HRC
Aleación Ti-8 Al-12 Sn-4 Zr-2 Mo	recocido en barra	130	896	140	965	15	39HRC
Aleación Ti-8 Al-6 V-2 Sn	recocido en hoja	155	1 069	165	1 138	12	41HRC
Aleación Ti-6 Al-2 V	recocido en hoja	130	896	140	13	2.5	39HRC
Aleación Ti-6 Al-4 V	tratamiento térmico	165	1 138	175	1 207	12	—
Aleación Ti-13 V-11 Cr-3 Al	recocido en hoja	130	896	135	931	13	37HRC
Aleación Ti-13 V-11 Cr-3 Al	tratamiento térmico	170	1 172	180	1 241	6	—

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., Inc., Nueva York.**TABLA C-6 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de magnesio**

Datos de INCO.\* Valores aproximados. Consulte los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de magnesio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
AZ 31B	recocido en hoja	22	152	37	255	21	56HB
	hoja dura	32	221	42	290	15	73HB
AZ 80A	tal y como sale de la forja	33	228	48	331	11	69HB
	forjado y envejecido	36	248	50	345	6	72HB
AZ91A y AZ91B	fundido con dado	22	152	33	228	3	63HB
AZ91C	tal y como sale fundido	14	97	24	165	2.5	60HB
	fundido tratado en solución y envejecido	19	131	40	276	5	70HB
AZ92A	tal y como sale fundido	14	97	25	172	2	65HB
	fundido tratado con solución	14	97	40	276	10	63HB
	fundido tratado con solución y envejecido	22	152	40	276	3	81HB
EZ33A	fundido y envejecido	16	110	23	159	3	50HB
HK31A	endurecido por deformación	29	200	37	255	8	68HB
	fundido con tratamiento térmico	15	103	32	221	8	66HRC
HZ32A	fundido-tratamiento por solución y envejecido	13	90	27	186	4	55HB
ZK60A	tal y como se extruye	38	262	49	338	14	75HB
	extruido y envejecido	44	303	53	365	11	82HB

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., Inc., Nueva York.



**TABLA C-7 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de hierro fundido**

Datos de diversas fuentes.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de hierro fundido	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia a la compresión		Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa	-HB
Fundición de hierro gris—clase 20	tal y como se fundió	—	—	22	152	83	572	156
Fundición de hierro gris—clase 30	tal y como se fundió	—	—	32	221	109	752	210
Fundición de hierro gris—clase 40	tal y como se fundió	—	—	42	290	140	965	235
Fundición de hierro gris—clase 50	tal y como se fundió	—	—	52	359	164	1 131	262
Fundición de hierro gris—clase 60	tal y como se fundió	—	—	62	427	187	1 289	302
Hierro dúctil 60-40-18	recocido	47	324	65	448	52	359	160
Hierro dúctil 65-45-12	recocido	48	331	67	462	53	365	174
Hierro dúctil 80-55-06	recocido	53	365	82	565	56	386	228
Hierro dúctil 120-90-02 24	revenido y templado	120	827	140	965	134	924	325

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., Inc., N.Y.; *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

**TABLA C-8 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable**

Datos de INCO.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de acero inoxidable	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	
Tipo 301	recocido en tira	40	276	110	758	60	85HRB
	laminado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en hojas	40	276	90	621	50	85HRB
	laminado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en hojas	35	241	85	586	50	80HRB
	laminado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	laminado en barra	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en hojas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	laminado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en hoja	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barra	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barra	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barra	65	448	110	758	14	230HB
	templado y revenido 600°F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

**TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono**

Datos de varias fuentes. \* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

\* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

**TABLA C-10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta**

Datos de varias fuentes. \* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

\* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

**TABLA C-11 Propiedades de algunos plásticos de ingeniería**

Datos de varias fuentes.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Material	Módulo de elasticidad aproximado $E$		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia máxima a la compresión		Elongación en 2 in	Temperatura máxima	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	°F	
ABS	0.3	2.1	6.0	41.4	10.0	68.9	5 a 25	160-200	1.05
Cargado con 20-40% de vidrio	0.6	4.1	10.0	68.9	12.0	82.7	3	200-230	1.30
Acetal	0.5	3.4	8.8	60.7	18.0	124.1	60	220	1.41
Cargado con 20-30% de vidrio	1.0	6.9	10.0	68.9	18.0	124.1	7	185-220	1.56
Acrílico	0.4	2.8	10.0	68.9	15.0	103.4	5	140-190	1.18
Fluoroplástico (FTE)	0.2	1.4	5.0	34.5	6.0	41.4	100	350-330	2.10
Nylon 6/6	0.2	1.4	10.0	68.9	10.0	68.9	60	180-300	1.14
Nylon 11	0.2	1.3	8.0	55.2	8.0	55.2	300	180-300	1.04
Cargado con 20-30% de vidrio	0.4	2.5	12.8	88.3	12.8	88.3	4	250-340	1.26
Polycarbonato	0.4	2.4	9.0	62.1	12.0	82.7	100	250	1.20
Cargado con 10-40% de vidrio	1.0	6.9	17.0	117.2	17.0	117.2	2	275	1.35
Polietileno HMW	0.1	0.7	2.5	17.2	—	—	525	—	0.94
Óxido de polifenileno	0.4	2.4	9.6	66.2	16.4	113.1	20	212	1.06
Cargado con 20-30% de fibra de vidrio	1.1	7.8	15.5	106.9	17.5	120.7	5	260	1.23
Polipropileno	0.2	1.4	5.0	34.5	7.0	48.3	500	250-320	0.90
Cargado con 20-30% de vidrio	0.7	4.8	7.5	51.7	6.2	42.7	2	300-320	1.10
Poliestireno de alto impacto	0.3	2.1	4.0	27.6	6.0	41.4	2 a 80	140-175	1.07
Cargado con 20-30% de vidrio	0.1	0.7	12.0	82.7	16.0	110.3	1	180-200	1.25
Polisulfona	0.4	2.5	10.2	70.3	13.9	95.8	50	300-345	1.24

 \* *Modern Plastics Encyclopedia*, McGraw-Hill, Nueva York; *Machine Design Materials Reference Issue*, Penton Publishing, Cleveland, Ohio.